

**НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ**  
**«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ**  
**імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»**  
Теплоенергетичний факультет

Кафедра теоретичної і промислової теплотехніки

«На правах рукопису»  
УДК 632.16

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Геннадій ВАРЛАМОВ  
(підпис) (ім'я, прізвище)

“ \_\_\_\_ ” \_\_\_\_\_ 2020 р.

## Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 144 «Теплоенергетика»

на тему: Підвищення економічних та екологічних показників двигунів внутрішнього згорання з іскровим запалюванням

Виконав студент II курсу, групи ТП – 81 мн

\_\_\_\_\_ Лю Ян \_\_\_\_\_  
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник доцент, к.т.н., доц. Петро БАРАБАШ

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище) (підпис)

Консультант з мат. моделювання к.т.н., доц. Андрій СОЛОМАХА

\_\_\_\_\_ (розділу) (науковий ступінь, вчене звання, ім'я, прізвище) (підпис)

(назва)

Рецензент \_\_\_\_\_

\_\_\_\_\_ (посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, ім'я, прізвище) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації немає запозичень з праць інших авторів без відповідних посилань.

Студент \_\_\_\_\_  
(підпис)

Київ – 2020 року

**Національний технічний університет України  
«Київський політехнічний інститут  
імені Ігоря Сікорського»**

Факультет Теплоенергетичний

Кафедра Теоретичної і промислової теплотехніки

Рівень вищої освіти – другий (магістерський) за освітньо-науковою програмою

Спеціальність 144 «Теплоенергетика»,

ОНП «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження»

ЗАТВЕРДЖУЮ

Завідувач кафедри

\_\_\_\_\_ Геннадій ВАРЛАМОВ

(підпис)

(ім'я, прізвище)

«\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

**ЗАВДАННЯ  
на магістерську дисертацію студенту**

Лю Ян

(прізвище, ім'я, по батькові)

1. Тема дисертації: Підвищення економічних та екологічних показників двигунів  
внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням \_\_\_\_\_ ,

науковий керівник дисертації Барабаш Петро Олексійович , доцент, к.т.н \_\_\_\_\_ ,  
(прізвище, ім'я, по батькові, науковий ступінь, вчене звання)

затверджені наказом по університету від « 16 » березня 2020 р. № 863-с

2. Термін подання студентом дисертації 15.05.2020 р.

3. Об'єкт дослідження Паливна система двигуна внутрішнього згоряння \_\_\_\_\_

4. Предмет дослідження Основні характеристики двопаливної бензо-газової  
системи живлення двигуна внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням \_\_\_\_\_

5. Перелік завдань, які потрібно розробити Літературний огляд за темою дисертації.  
Розробка принципової схеми двопаливної системи живлення. Тепловий  
розрахунок двигуна з двопаливною системою живлення. Моделювання в середовищі Solid  
Works

6. Орієнтовний перелік графічного (ілюстративного) матеріалу Презентація  
в середовищі Power point \_\_\_\_\_

7. Орієнтовний перелік публікацій Тези 3-х наукових конференцій \_\_\_\_\_  
Стаття в науковому журналі \_\_\_\_\_

8. Консультанти розділів дисертації\*

Розділ	Ім'я, прізвище та посада консультанта	Підпис, дата	
		завдання видав	завдання прийняв
мат. моделювання	Андрій СОЛОМАХА, доцент		

9. Дата видачі завдання 10.03.2020р

Календарний план

№ з/п	Назва етапів виконання магістерської дисертації	Термін виконання етапів магістерської дисертації	Примітка
1	Паливні системи двигунів внутрішнього згоряння та підвищення їх ефективності	20.03.20 р.	
2	Розробка системи живлення та її опис	01.04.20 р.	
3	Розрахунок двигуна на комбінованому паливі заданої потужності	10.04.20 р.	
4	Моделювання в середовищі Solid Works	20.04.20 р.	
5	Додаткові розділи	24.04.20 р.	
6	Висновки	25.04.20 р.	
7	Додатки	10.05.20 р.	
8	Подання роботи до захисту	15.05.20 р.	

Студент

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Ян ЛЮ  
(ім'я, прізвище)

Науковий керівник дисертації

\_\_\_\_\_  
(підпис)

Петро БАРАБАШ  
(ім'я, прізвище)

\* Консультантом не може бути зазначено наукового керівника магістерської дисертації.

## АНОТАЦІЯ

Магістерська дисертація на тему «Підвищення економічних та екологічних показників двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням»: 80 с., 19 рис., 16 табл., 2 додатки, 31 джерела.

Об'єкт дослідження – автомобільний двигун внутрішнього згоряння (ДВЗ) .

Предмет дослідження – система живлення паливом ДВЗ.

Мета роботи – підвищення надійності роботи двигуна і збільшення детонаційної стійкості палива за рахунок розробки комбінованої бензогазової паливної системи двигуна з іскровим запалюванням. Розроблена система живлення забезпечує можливість роботи ДВЗ на рідкому паливі, на природному газі, та по найбільш ефективній схемі – бензогазовій. В результаті впровадження проекту зменшується витрата більш дорогого бензину за рахунок його заміщення більш дешевим природним газом. Крім того покращуються енергетичні та екологічні показники двигуна. У порівнянні з існуючими аналогами проект забезпечує більшу економію палива, вищі економічні показники, а також зменшується негативний вплив на екологію довкілля.

На базі програмного забезпечення Solid Works побудовано геометричну модель форсунки для розпилу рідкого палива у вхідний колектор паливної системи ДВЗ. Проведено її віртуальне дослідження з отриманням результатів розподілу тиску та поля швидкостей у у проточних порожнинах форсунки.

Розроблено стартап-проект розробки та підготовки виробництва комбінованої бензогазової системи двигуна внутрішнього згоряння.

**КЛЮЧОВІ СЛОВА:** двигун внутрішній згоряння, паливна система, паливо, природний газ, бензин, детонаційна стійкість, екологія.

## **ABSTRACT**

The explanatory note to the master's degree project on " Improving the economic and environmental performance of internal combustion engines with spark ignition "includes 80 pages, containing 19 pictures, 16 tables and 31 links.

Purpose of research-internal combustion engine (ICE) for the car.

Research discipline-fuel supply system of the ICE.

Project objective-by developing a combined gas fuel system for spark-ignition engine, the reliability of the engine and the seismic detonation of the fuel can be improved. The developed power supply system provides the possibility of operation of the internal combustion engine on liquid fuel, nature gas, and the most efficient scheme- petrol-gas. As the result of the project, consumption has been reduced by replacing more expensive petrol with cheaper natural gas. In addition, the energy and environmental performance of the engine is improved. The project provides better fuel economy and higher economic performance than existing project; and it also reduces the negative impact on the environment.

Based on software Solid Works, the geometric model is established for the injector to inject liquid fuel into the intake manifold of the fuel system of internal combustion engine. A virtual study was carried out to obtain the results of pressure distribution and velocity in the unit flow chamber of the nozzle.

A startup project of development and preparation of the combined petrol-gas system of internal combustion engine is developed.

**KEYWORD:** Internal combustion engine, Fuel system, fuel, nature gas, petrol, detonation resistance, ecology.

## АННОТАЦИЯ

Магистерская диссертация на тему «Повышение экономических и экологических показателей двигателей внутреннего сгорания с искровым зажиганием»: 80 с., 19 рис., 16 табл., 2 приложения, 31 источника.

Объект исследования - автомобильный двигатель внутреннего сгорания (ДВС).

Предмет исследования - система питания топливом ДВС.

Цель работы - повышение надежности работы двигателя и увеличения детонационной стойкости топлива за счет разработки комбинированной бензогазовой топливной системы двигателя с искровым зажиганием. Разработана система питания обеспечивает возможность работы ДВС на жидком топливе, на природном газе, и по наиболее эффективной схеме - бензогазовой. В результате реализации проекта уменьшается расход более дорогого бензина за счет его замещения более дешевым природным газом. Кроме того улучшаются энергетические и экологические показатели двигателя. По сравнению с существующими аналогами проект обеспечивает большую экономию топлива, высокие экономические показатели, а также уменьшается негативное влияние на экологию окружающей среды.

На базе программного обеспечения Solid Works построено геометрическую модель форсунки распыла жидкого топлива во входной коллектор топливной системы ДВС. Проведено ее виртуальное исследования с получением результатов распределения давления и поля скоростей в в проточных полостях форсунки.

Разработан стартап-проект разработки и подготовки производства комбинированной бензогазовой системы двигателя внутреннего сгорания.

**КЛЮЧЕВЫЕ СЛОВА:** двигатель внутреннего сгорания, топливная система, топливо, природный газ, бензин, детонационная стойкость, экология.

## ЗМІСТ

Перелік умовних позначень, скорочень і індексів.....	8
Вступ .....	10
1 Паливні системи двигунів внутрішнього згоряння та підвищення їх ефективності .....	12
1.1 Ідеальні цикли поршневих двигунів .....	12
1.2 Дійсні цикли поршневих ДВЗ .....	16
1.3 Застосування в двигунах альтернативних палив .....	22
1.4 Основні напрямки зменшення шкідливих викидів .....	32
1.5 Висновки до розділу 1 .....	15
2 Розробка системи живлення та її опис .....	36
2.1 Системи впорскування бензину .....	36
2.2 Бензогазові двигуни .....	42
2.3 Переобладнані з дизелів газові двигуни .....	43
2.4 Висновки розділу 2 .....	44
3 Розрахунок двигуна на комбінованому паливі.....	45
3.1 Вихідні дані.....	45
3.2 Тепловий розрахунок.....	45
3.3 Економічний ефект від переведення автомобіля на комбіноване паливо .....	55
3.4 Висновки до розділу 3 .....	56
4 Комп'ютерне моделювання форсунки в системі SOLIDWORKS .....	57
4.1 Розробка фізичної моделі .....	57
4.2 Дослідження форсунки.....	58
5 Розробка стартап проекту .....	60
5.1 Резюме проекту .....	60
5.2 Автори проекту .....	61

5.3 Види та спрямованість проекту .....	61
5.4 Аналіз ідеї проекту.....	62
5.5 Концепція проекту по технологічного аудиту .....	62
5.6 Правове забезпечення ідеї проекту. ....	63
5.7 Висновок щодо науково-технічного рівня ідеї .....	63
5.8 Характеристика потенційних споживачів .....	64
5.9 SWOT-аналіз проекту .....	64
5.10 Обґрунтування економічних параметрів проекту .....	65
5.11 Планування проекту.....	66
5.12 Прогнозування фінансово-економічної ефективності проекту .....	68
5.13 Висновок про комерційну, фінансово-економічну ефективність .....	71
Висновки.....	72
Список використаної літератури .....	73
Додатки	
Додаток А	
Технічне завдання на науково-дослідну роботу .....	76
Додаток Б	
Акт впровадження результатів магістерської дисертації .....	77
Додаток В	
Список наукових праць і творчих досягнень .....	78
Додаток Г	
Перевірка магістерської дисертації на анти плагіат .....	80



## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, СКОРОЧЕНЬ, ТЕРМІНІВ

### Умовні позначення:

$\eta$  – коефіцієнт корисної дії;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопровідності;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі;

$\sigma_1$  - коефіцієнт враховуючий вплив екрану;

$Q_m$  - щільність зрошення;

$Q_r$  – теплота згоряння суміші;

$Q$  – кількість теплоти;

$Q_f$  – густина теплового потоку;

$t_p$  – температура рідини;

$\Delta P$  - витрати тиску;

$W_{ex}$  - швидкість повітря;

$v_{пр}$  – приведена швидкість повітря;

$Re$  – число Рейнольдса;

$C$  – постійні витрати на весь обсяг продукції;

$P$  – ціна одиниці продукції;

### Скорочення:

ДВЗ – двигун внутрішнього згорання;

ППС – пароповітряна суміш;

АГНКС – автомобільна газонаповнювальна компресорна станція;

АТЗ – автотранспортний засіб;

БГСЖ – бензогазова система живлення;

БГС – бензогазова суміш;

ВГ – відпрацьовані гази;

ВГК – відділ головного конструктора;

ГБО – газобалонне обладнання;

ЕМК – електромагнітний клапан;  
 ЗНГ – зріджений нафтовий газ;  
 КВ – колінчастий вал ДВЗ;  
 ККД – коефіцієнт корисної дії;  
 ММ – математична модель;  
 НБ – низькооктановий бензин;  
 НТУ – Національний транспортний університет;  
 ОДС – основна дозуюча система;  
 ОЧ – октанове число;  
 ОЧМ – октанове число за моторним методом;  
 РЗАА – Рязанський завод автомобільної апаратури  
 Р-Р – редуктор–регулятор  
 САПР – система автоматичного проектування  
 СПГ – стиснений природний газ;  
 ХХ – холостий хід.

#### Індекси :

*m* – масовий;  
*г* – горіння;  
*вх* – повітря;  
*пр* – приведений;  
*р* – рідина

## ВСТУП

Автомобільний транспорт є головним споживачем нафтових моторних палив. Загострення проблеми стійкого забезпечення автотранспорту паливом, в останні роки, аналітики пояснюють ростом вартості нафти та відсутністю її в багатьох регіонах світу і головне загальним виснаженням природних запасів цієї енергетичної сировини. За даними фірми “British Petroleum” при існуючому споживанні нафти (станом на 2000р.) вона закінчиться вже через 40 років. Наприклад, за розрахунками ОПЕК, виснаження російської нафти прогнозується на 20-ті роки нашого сторіччя [1–3].

Ускладнює ситуацію стрімке зростання кількості автотранспортних засобів. На сьогодні в експлуатації знаходиться біля 700млн. автомобілів, які споживають 60% нафти, що видобувається. У 2015 році очікується збільшення автомобільного парку планети до 1млрд. одиниць [3, 4].

Пропорційно збільшуються і шкідливі викиди в атмосферу відпрацьованих газів двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ), що зростають з року в рік і приймають загрозливий характер. Автомобілі дають 80% –90% усіх забруднень повітряного басейну великих міст високотоксичними і канцерогенними сполуками з періодом існування від декількох хвилин до 5років [4–6].

Екологічна ситуація в Україні погіршується ще й тим, що бензин та дизельне паливо, якими торгує більшість АЗС є низької якості і не відповідають міжнародним стандартам. Негативно впливає також й низький технічний рівень рухомого складу: багато автомобілів є застарілими, характеристики двигунів, що випускаються вітчизняними виробниками, а також ввозяться з Росії, набагато відстають від відповідних західних аналогів. Токсичність відпрацьованих газів вітчизняних автомобілів в 6 разів вища від європейських, та в 10 раз перевищує американські та японські [5, 6]. За даними [7] у 1999 році сумарна маса токсичних, мутагенних та канцерогенних речовин, яка надійшла в атмосферу України з відпрацьованими газами автотранспортних двигунів, становила 4546 тис. т, тобто на кожного жителя країни припало не менше 130 кг отруйних викидів.

Для України, яка імпортує 85% сирової нафти та нафтопродуктів ці аспекти незворотного процесу автомобілізації є особливо гострими.

Розв’язання зазначених проблем вітчизняна і зарубіжна наука та практика вбачає у використанні більш екологічно чистих альтернативних моторних палив, про що свідчить велика кількість публікацій, і не тільки у фахових виданнях.

Як зазначено в "Концепції збалансованого виробництва і споживання рідких і газових вуглеводневих моторних палив в Україні", що розроблена Інститутом газу НАН України, найбільш реальною альтернативою бензину, в умовах нашої держави, є стиснений природний газ.

Але його використання в якості моторного палива, за діючою нині однопаливною технологією (бензин або газ), в конвертованих бензинових двигунах з низьким ступенем стиснення, значно погіршує експлуатаційні показники автомобілів. В тому числі спостерігається: зниження потужності двигуна на 18...20%, зменшення вантажопідйомності автомобіля на 15...18%, скорочення величини його пробігу на одній заправці. Проте, якщо природний газ використовувати не як основне паливо, а як антидетонаційну домішку до рідкого палива, то зазначені вище недоліки значно зменшуються або зовсім зникають, а величина пробігу автомобіля навпаки збільшується на 28...30%.

При цьому можливе використання дешевих низькооктанових прямогонних бензинів (ОЧМ 52...55 од.), що дозволить значно (на 15...20%) збільшити об'єм виробництва цих бензинів без збільшення витрат нафти. Якщо до цього додати зменшення на 25...30% витрат бензину безпосередньо на автомобілі за рахунок заміщення його на СПГ, а також підвищення термічного ККД двигуна за роботи на бензогазових сумішах [9-12], то загальний ефект енергозбереження сягне 40...50% економії витрат нафти на виробництво бензину.

Для практичної реалізації зазначених переваг використання композитних палив, необхідна досконала універсальна (трипаливна) система живлення ДВЗ яка б забезпечила ефективну роботу двигуна на всіх трьох видах палива – товарному бензині, бензогазовій суміші (БГС) та СПГ.

В дисертації розглядається нова інжекторна бензогазова система живлення (БГСЖ) автомобільного ДВЗ з іскровим запалюванням, яка створена під керівництвом д.т.н., професора М.О.Дикого на кафедрі теоретичної та промислової теплотехніки НТУУ "КПІ" [13].

# 1 ПАЛИВНІ СИСТЕМИ ДВИГУНІВ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ ТА ПІДВИЩЕННЯ ЇХ ЕФЕКТИВНОСТІ

## 1.1 Ідеальні цикли поршневих двигунів

В циліндрах працюючого двигуна постійно змінюються тиск, температура і об'єм заряду (робочого тіла). Робочий цикл ДВЗ складається із цих змін, представлених у вигляді діаграми. Наявність різного роду втрат спричиняє появу необоротності в реальних двигунах, але для оцінки досконалості теплових процесів у двигунах внутрішнього згоряння доцільно розглянути спрощений, оборотний цикл, який суттєво відрізняється від реального наступним:

- 1) у циклі постійна кількість робочого тіла;
- 2) теплота підводиться і відводиться миттєво;
- 3) склад робочого тіла його теплоємність і хімічний склад постійні;
- 4) в циліндрах робочі процеси процеси стиску відбуваються без теплообміну із зовнішнім середовищем, тобто адіабатно.

Цикли, які відповідають таким умовам називають термодинамічними. Їх використовують для теоретичного аналізу ДВЗ, з метою визначення максимальних показників, наближення до яких показує ступінь досконалості реального двигуна.

Цикли ДВЗ зручно відображати в  $P$ - $V$  координатах у вигляді замкнутого контура із ліній характерних термодинамічних процесів., де  $P$  - тиск газу в у просторі над поршнем;  $V$  - об'єм циліндра над поршнем.

Ідеальні цикли поршневих двигунів розглядають при неповному розширенні робочого тіла. Робочий цикл включає стиск робочого тіла, підведення теплоти, розширення робочого тіла і повернення у вихідне положення. Ідеальні цикли поршневих ДВЗ поділяються за способом підведення теплоти наступним чином:

1) Цикл Отто (рисунок 1.1, а) з підведенням теплоти при ( $V = \text{const}$ ). За таким циклом працюють Це карбюраторні, з впорскуванням бензину у впускний колектор та газові ДВЗ з іскровим запалюванням.

2) Цикл Дизеля (рисунок 1.1 б) з підведенням теплоти при ( $P = \text{const}$ ). Це компресорні дизелі, в яких подача палива здійснюється стиснутим повітрям через форсунки.

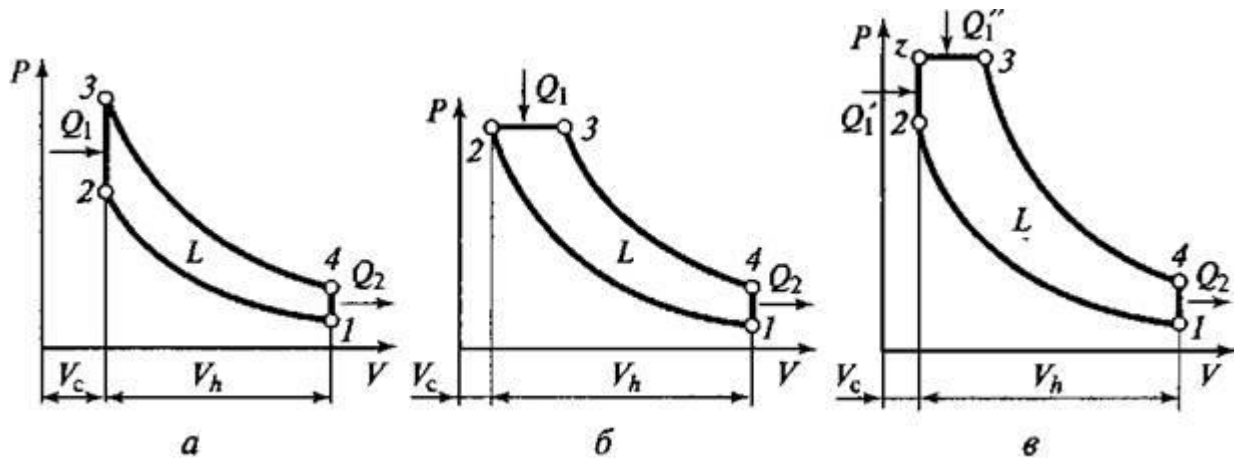


Рисунок 1.1 – Ідеальні цикли ДВЗ

3) Цикл Трінклера (рисунок 1.1 в) із змішаним підведенням теплоти, частково при  $V = \text{const}$ , а частково при  $P = \text{const}$ . Це дизелі, в яких подача палива здійснюється паливним насосом високого тиску через форсунки.

На рисунку 1.1: а-с - стиск (адіабатний), с-з - підведення теплоти  $Q_1$ ; з-в – розширення (адіабатне), в-а - відведена теплота  $Q_2$ . У всіх трьох циклах теплота відводиться при  $V = \text{const}$ .

На прикладі циклу Трінклера (рисунок 1.1 в) розглянемо показники, які характеризують ідеальні цикли ДВЗ.

Крайні положення поршня двигуна на діаграмі відмічені, як в.м.т. (верхня мертва точка) та н.м.т. (нижня мертва точка). Ці точки обмежують рух поршня, визначаючи робочий об'єм циліндра  $V_h$ . Об'єм камери згоряння  $V_c$  визначається об'ємом простору над поршнем при його положенні в в.м.т. Об'єм простору над поршнем при його положенні в НМТ називається повним об'ємом циліндра  $V_a$ . Очевидно, що:

$$V_a = V_h + V_c$$

Відношення  $V_a$  до об'єму камери згоряння  $V_c$  називається ступенем стиску :

$$\varepsilon = \frac{V_a}{V_c}.$$

$$\rho = \frac{V_z}{V_{z'}} = \frac{V_z}{V_c} - \text{ступінь попереднього розширення};$$

$$\delta = \frac{V_b}{V_z} = \frac{V_a}{V_z} - \text{ступінь наступного розширення};$$

$$\lambda = \frac{P_b}{P_c} = \frac{P_z}{P_c} - \text{ступінь підвищення тиску під час згоряння};$$

Термічний ККД ідеального циклу, який визначає ефективність використання теплоти визначається наступним чином:

$$\eta_t = \frac{Q_1 - Q_2}{Q_1} = 1 - \frac{Q_2}{Q_1} \quad (1.1)$$

де  $Q_1 - Q_2$  - кількість теплоти, еквівалентне корисній роботі.

Термічний ККД циклу Трінклера визначається залежністю:

$$\eta_t = 1 - \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]} = 1 - \frac{C_1}{\varepsilon^{k-1}} \quad (1.2)$$

$$\text{де } C_1 = \frac{\lambda \rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}[\lambda - 1 + k\lambda(\rho - 1)]},$$

$k$  - показник адіабати.

В циклі Дизеля (підведенням теплоти при  $P = \text{const}$ )  $\lambda = 1$  вираз (1.2) матиме вигляд:

$$\eta_t = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{\varepsilon^{k-1}(\rho - 1)} = 1 - \frac{C_1}{\varepsilon^{k-1}}, \quad (1.3)$$

$$\text{де } C = 1 - \frac{\rho^{k-1}}{k(\rho - 1)}.$$

В циклі Отто (підведенням теплоти при  $V = \text{const}$ )  $\rho = 1$ . Для цього циклу :

$$\eta_t = 1 - \frac{C_1}{\varepsilon^{k-1}}. \quad (1.4)$$

Рівняння (1.1 - 1.4) показують, що термічний ККД залежить від ступеня стиску  $\varepsilon$  і показника адіабати  $k$ . Цей висновок наглядно ілюструє рисунок 1.2.

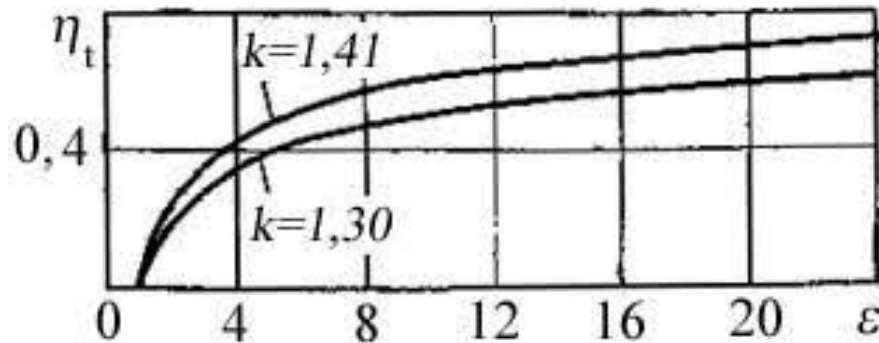


Рисунок 1.2 – Залежність ККД від ступеня стиску  $\varepsilon$  для циклу Отто.

Із рисунка 1.2 можна зробити висновок, що оптимальним значенням  $\varepsilon$  для ДВЗ з іскровим запалюванням можна вважати  $\varepsilon = 13...14$ . Лише в дизелях застосовуються більші значення ( $\varepsilon = 14...23$ ), для покращення запалювання заряду наприкінці стиску. При однакових  $\varepsilon$  найбільший ККД має місце у циклі Отто (ДВЗ з іскровим запалюванням).

В таблиці 1.1 наведені оптимальні значення  $\varepsilon$  та відповідні ККД для типових ДВЗ

Таблиця 1.1 –  $\varepsilon$  та термічний ККД  $\eta_t$  у ДВЗ різних типів

Підвід теплоти	$\varepsilon$	$\eta_t$
$V=\text{const}$	8	0.5
$P=\text{const}$	14	0.6
змішаний	18	0.65

Для двигунів з іскровим запалюванням стратегічним напрямом підвищення енергетичної ефективності є забезпечення відсутності детонаційної роботи за максимального ступеня стиску. При цьому реалізуються два напрямки. Перший полягає в розробці нових видів палива з якомога більшим октановим числом, яке забезпечує бездетонаційну роботу ДВЗ при більш високих



ступенях стиснення . Другий напрямок полягає у розробці двигунів, в яких в залежності від режиму роботи двигуна може змінюватись ступінь стиснення, чим забезпечується бездетонаційна робота двигуна з іскровим запалюванням на всіх режимах його експлуатації.

Потужність ДВЗ, при інших однакових умовах (однакових параметрах робочого об'єму циліндра, камери згоряння та ступеня стиснення), залежить від середнього тиску циклу. Для його підвищення практикують використання наддуву (збільшує тиск початку стиснення) за допомогою спеціального компресора з електроприводом, а частіше з турбоприводом, який працює на вихлопних газах ДВЗ.

Такі системи частіше використовуються на дизельних двигунах. . .

Переваги дизелів:

- краща економічність;
- дизельне безпечніше в пожежному відношенні, в порівнянні з бензином;
- при малій частоті обертання колінвала більший крутний момент.

Недоліки дизелів:

- значна димність , особливо при зміні режиму роботи;
- Більша шумність в порівнянні з бензиновими двигунами;
- Утруднений запуск в холодну пору року.

## **1.2 Практичні цикли поршневих ДВЗ**

### **1.2.1 Загальні відомості**

Основні особливості дійсних циклів:

- один раз за цикл замінюється робоче тіло;
- стиск заряду і розширення продуктів горіння заряду відбувається по політропі, на відміну від адіабати в ідеальних циклах.
- хімічний склад робочого тіла і його теплоємність міняються на протязі циклу.

- має місце дисипація кінетичної енергії при русі робочого тіла в двигуні.

Практичні цикли відображають діаграмами у P-V координатах і називають їх індикаторними діаграмами.

Типова індикаторна діаграма ДВЗ з іскровим запалюванням зображена на рисунку 1.3 а).

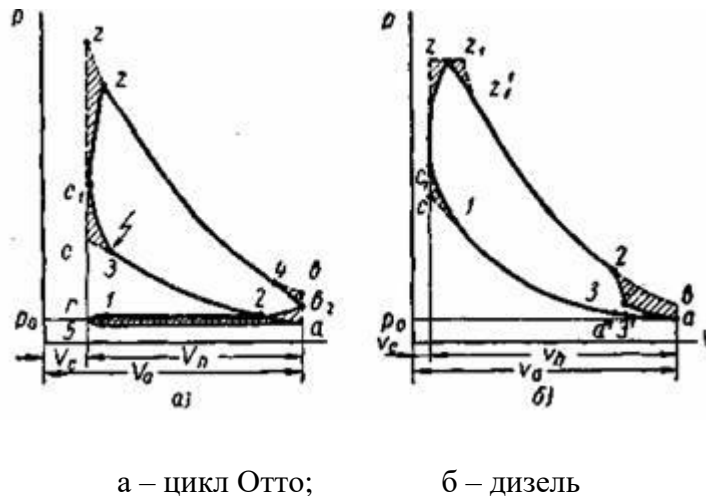


Рисунок 1.3 - Приклади індикаторних діаграм ДВЗ

На індикаторних діаграмах показують характерні точки процесів, які протікають у двигуні, а також наносять лінії, які відповідають крайнім положенням поршня у циліндрі двигуна.

A...C – процес стиску;

C...Z – процес згоряння заряду;

Z...B – процес розширення продуктів згоряння (робочий хід);

B...R – процес випуску продуктів горіння.

Згладжування кутів у характерних точках індикаторних діаграм пов'язано наявністю безперервного зворотно поступального руху поршня з не безкінечною швидкістю у циліндрі двигуна, досить тривалим терміном відкривання та закривання впускного та випускного клапанів, відносно тривалим часом горіння заряду, а також наявністю теплових втрат через стінки циліндра (неадіабатність термодинамічних процесів у реальному ДВЗ).

Форма індикаторних діаграм ДВЗ з наддувом дещо відрізняються за формою, що поєднано з підвищеним тиском свіжого заряду в момент початку процесу стиску, та підвищенням у впускній системі двигуна (при використанні турбонаддуву з газотурбінним приводом компресора) [1, 4, 6].

### 1.2.2 Сумішоутворення у двигунах з примусовим запалюванням

Двигуни з примусовим (іскровим) запалюванням мають переважно сумішоутворення свіжого заряду за межами камери згоряння. Воно реалізується шляхом ряду послідовних операцій: дозування палива з одночасним його подрібненням, перемішування з повітрям крапель бензину і їх випаровування. Ці процеси можуть реалізовуватись в карбюраторах та частково у впускних колекторах ДВЗ. Такі системи приготування свіжого заряду мають недоліки, пов'язані з частковим випаданням крапель рідкого палива на конструкційні елементи карбюратора і впускного колектора, що погіршує однорідність паливної суміші, яка надходить у циліндри двигуна.

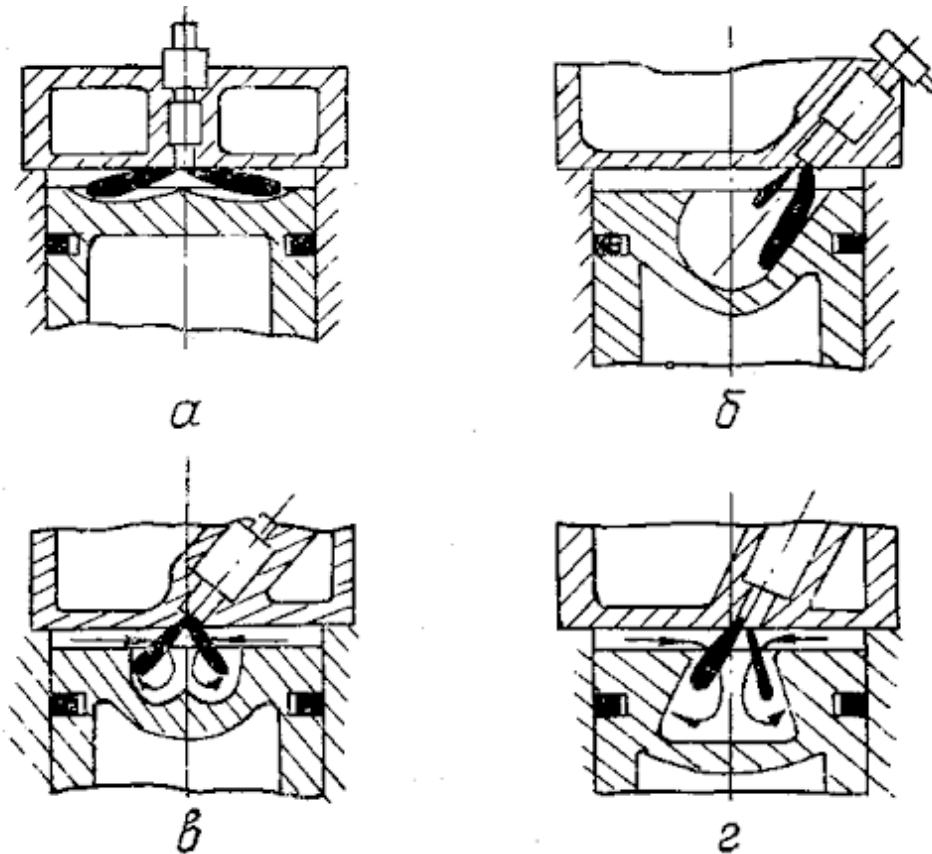
На сьогоднішній день розроблені нові системи приготування паливної суміші, інжекторні. В цих системах використовують форсунки високого тиску, які забезпечують якісне подрібнення рідкого палива. Подрібнене Паливо може подаватись розподілено в зони впускного колектора, які розташовані поблизу впускних клапанів, або безпосередньо в циліндри двигуна в кінці процесу стиску свіжого повітря. Електронне керування клапанами інжекторних форсунок забезпечує якісне дозування палива, однорідність свіжого заряду та адекватне реагування на зміну положення педалі акселератора.

У дизелях наприкінці такту стиску паливо впорскується в циліндр, де при контакті із стисненим нагрітим повітрям утворюється горюча суміш, яка самозагорається. Процес горіння ропочинається при підході поршня до верхньої мертвої точки, а закінчується після проходження поршнем в.м.т. При цьому подача палива форсункою високого тиску продовжується майже до кінця процесу горіння.

Ефективність такої системи визначається вимогою до забезпечення однорідного бажано без крапель палива розмірами, що перевищують кілька мікрон. Для забезпечення таких умов, камери згорання дизельних двигунів виготовляються кількох типів, з метою забезпечити необхідні жорсткі, часто суперечливі умови для якісного згорання палива у циліндрах дизельних двигунів.

Знову ж таки широко використовується електроніка, яка забезпечує якісне керування паливною системою ДВЗ при його різних швидкісних і навантажувальних режимах .

На рисунку 1.4 наведено декілька прикладів виконання нерозділених та напіврозділених камер згоряння дизельних двигунів.



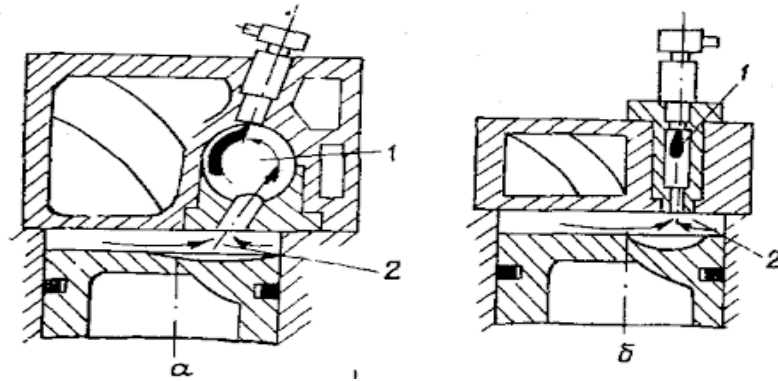
а – типу „Гесельман”; б – типу „Дойтц”; в – типу ЯМЗ; г – типу ЦНДДІ.

Рисунок 1.4 - Камери згоряння дизельних двигунів

В нерозділених камерах згоряння (а – типу „Гесельман”, рисунок 1.4) не вдається досягти бажаної одноріності свіжого заряду, особливо у високооборотних двигунах. Тому конструктори розробили нові типи камер згорання напіврозділені (б – типу „Дойтц”; в – типу ЯМЗ; г – типу ЦНДДІ рисунок 1.4 ) та розділені, в яких реалізується ідея отримання осередку займання заряду в локалізованій ділянці камери згоряння з малим коефіцієнтом надлишку повітря та формування з цієї ділянки потужного факела полум'я в якому догорить збіднена паливна суміш, яка знаходиться у основній (за об'ємом) частині камери згоряння. При цьому намагаються використати відцентрові сили, які виникають при утворенні у камері згоряння обертального руху паливної суміші. Це

забезпечує більшу однорідність збідненої паливної суміші у основній частині камери згоряння, значить сприяє зменшенню хімічного недопалу та димності двигуна.

Приклади розділених камер згоряння наведені на рисунку 1.5.



а – вихрова камера; б – передкамера

Рисунок 1.5 - Розділені камери згоряння

Велика кількість розробок з модернізації камер згоряння дизельних двигунів пов'язана із суперечливістю вимог до двигунів, призначених для певного швидкісного та навантажувального режиму його роботи. При цьому необхідно враховувати наступні фактори:

- **Двигун стаціонарний:** а) - тихохідний; б) – високооборотний;
- **Двигун транспортного засобу:** а) – легковий; б) – вантажний паркетний; в) – вантажний кар'єрний.

ДВЗ, як і всякий інший механізм має свій конкретний коефіцієнт корисної дії. корисну роботу. Тільки частина тепла, що виділяється при згорянні палива йде на корисну роботу. Інша її частина втрачається. Складові теплового балансу визначаються наступним рівнянням.

$$Q_z = Q_e + Q_B + Q_{\Gamma} + Q_{н.з} + Q_{н}, \quad (1.5)$$

де  $Q_z$  –теплота загальна, яка виділилась в ДВЗ;

$Q_e$  – корисна робота;

$Q_B$  – теплота відведена до довкілля;

$Q_{\Gamma}$  – теплота відпрацьованих газів, що відведена до довкілля;

$Q_{н.з}$  – втрати теплоти через хімічний недопал;

$Q_n$  – інші втрати теплоти.

В такому вигляді повинні бути пояснення після формул

Питомі показники теплового балансу у відсотках (віднесені до загальної теплоти  $Q_3$ ) визначаються наступною залежністю:

$$q_e + q_B + q_{\Gamma} + q_{н.з} + q_n = 100\% \quad (1.6)$$

де  $q_e$  – відсоток корисної роботи;

$q_B$  – відсоток теплоти відведеної в довшілля;

$q_{\Gamma}$  – відсоток теплоти відпрацьованих газів, що відведена до довшілля;

$q_{н.з.}$  – відсоток втрат теплоти через хімічний недопал;

$q_n$  – відсоток інших втрат теплоти.

Орієнтовні значення питомих показників теплового балансу двигуна внутрішнього згорання наведені таблиці 1.2

Таблиця 1.2 – складові теплового балансу двигуна (номінальний режим, %)

Тип ДВЗ	$q_e$	$q_B$	$q_{\Gamma}$	$q_{н.з}$	$q_n$
бензиновий	20 ..26	10 ..28	31...52	0...42	2...12
дизельний	30...40	12 ..32	22. ..42	0...6	2. ..8

На співвідношення між елементами теплового балансу двигуна суттєво впливає його швидкісний режим та тягове навантаження.

Рівнянням теплового балансу демонструє досконалість використання первинної енергії в двигуні.

Враховуючи дані наведені у таблиці 1.2, а також величезну кількість ДВЗ різного призначення в Україні і в світі, можна зробити висновок про актуальність проведення робіт з

вдосконалення двигунів внутрішнього згоряння, які забезпечать підвищення їх енергетичної ефективності.

На сьогоднішній день визначені наступні основні напрямки підвищення енергетичної ефективності двигунів внутрішнього згоряння різних типів і модифікацій:

- вдосконалення робочого циклу;
- підвищення рівня температури в системі охолодження, що зменшить необоротність процесів у ДВЗ;
- підвищення середнього тиску циклу ДВЗ, шляхом використання наддуву;
- підвищення номінальних обертів колінвала (форсаж ДВЗ).

В значній мірі ці напрямки вдосконалення ДВЗ пов'язані з підвищенням температурних і механічних навантажень основних конструкційних елементів двигунів, що ставить більш жорсткі вимоги до конструкційних матеріалів, які використовуються при виробництві ДВЗ. На рисунку 1.6 для прикладу показано рівень температури поршнів сучасних дизелів та бензинових двигунів.

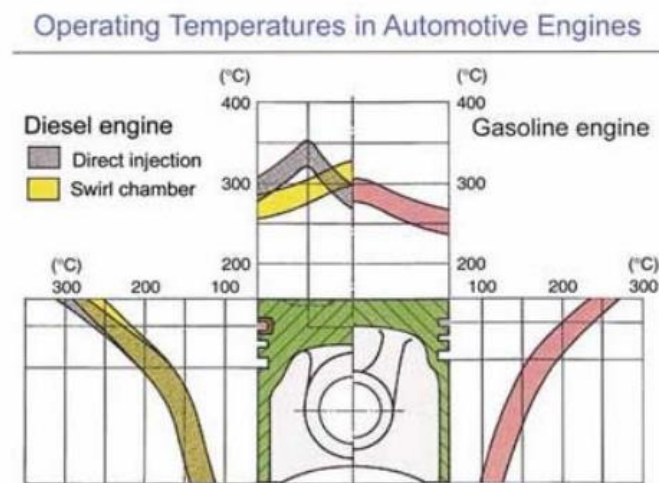


Рисунок 1.6 -Типові температури поршнів двигунів на номінальному режимі..

### 1.3 Застосування в двигунах альтернативних палив

#### 1.3.1 Загальні положення

За оцінками різних експертів за останні 60 роки, існує багато запасів нафти для поточних рівнів використання (в прямій формі і у вигляді палива, отриманого через рафінування). Таким чином, пошук ненафтових видів палива, які можуть успішно замінити звичайні бензин і і дизель стала глобальним завданням. Для того, щоб знайти дорогу, з найдорожчим і найефективнішим способом, можна вирішити проблему забезпечення автомобільного палива.

Сьогодні, популярні види палива, взяті з ріпаку, соняшника вважаються одними із найбільш популярних альтернативних видів палива. Альтернативні джерела (етиловий  $C_2H_5OH$  і метиловий  $CH_3OH$ ) і диметил епіхіп  $CH_3ONCH_3$  також можуть бути долучені до альтернативних палив шляхом підмішування їх до традиційних палив або можуть бути використані самостійно. Альтернативні види палива, які отримані з поновлюваних джерел, є особливо привабливими для розвинутих країн.

Певні перспективи має також застосування як альтернативного палива для ДВС зрідженого пропан-бутанового газу. Існують ще деякі перспективи використання в якості альтернативного палива в LPG двигунах внутрішнього згорання, а основна перевага перед установкою природного газу є значне скорочення ваги і кількості резервуарів для зберігання запасу палива на транспортному засобі. Це обумовлено тим, що в більшості випадків природний газ стискається під тиском 20 МПа, в той час як зріджений пропан-бутан зберігається під тиском 1,6 МПа. У той же час, конструкція танка для зрідженого природного газу складна через необхідність збереження рідкого природного газу за дуже низької температури.

Метфордін має найнижчу температуру спалахування і найвищу величину цетанового числа, а найвища температура самозаймання характерна для природного газу. Тому, як правило, рекомендується використовувати спирти в дизельних двигунах, а природний газ в двигунах з іскровим запалюванням.

Варто також відзначити, що вибуховий діапазон безпеки природного газу досить вузький. Співвідношення максимального вмісту вибуху палива в повітрі до мінімального вмісту становить 3. Тому для решти часу, для всіх видів палива. Крім того, природний газ має найменшу молекулярну вагу і значення щільності, а значення цих параметрів менше, ніж значення повітря. Ці характеристики зазвичай характеризуються низькою вибухонебезпечністю природного газу, особливо в порівнянні з скрапленим (пропан-бутаном). Екологічна небезпека резервуару для зберігання газу, що використовується під час установки ємностей із композитних матеріалів,



значно знижується при зберіганні зрідженого газу, тому що в цьому випадку тиск в баку становить 3,5 МПа.

Діоксид вуглецю зазвичай не утворюється при спалюванні водню. В інших видів палива, найнижчий рівень вуглекислого газу забезпечується при згорянні природного газу. У порівнянні з продуктами згорання дизельного палива, вміст двоокису вуглецю в продуктах згорання природного газу становить менше 28%. Це можна розглядати як одну з важливих позитивних рис природного газу. З розглянутого вище слідує, що найбільш доцільно застосовувати:

- Природний газ

- двигун з іскровим запалюванням;

- ДМЕ

- в дизельному паливі;

- двигуни тепловозних дизелів з самостійним запалюванням, хоча в останньому випадку це призведе до того, що двигун буде менш економічним.

### 1.3.2 Застосування газоподібних палив

Поки що використання газових двигунів було мінімальним. У невеликому масштабі, економічно, замість того, щоб примітивні структури, паливо перетворюється на джерело погіршення його безпеки. У випадку бензинових двигунів для легкових автомобілів найбільш часто застосовується концепція бі-паливного двигуна. Хоча ця концепція має ряд безперечних достоїнств, проте при її прийнятті не використовуються повною мірою переваги високого октанового числа природного газу.

У разі зовнішнього змішування недолік концепції подвійного палива пов'язаний з неминучим зменшенням потужності.

Причини зниження потужності:

- Тому що обсяг природного газу значно більший, ніж бензин, знижується подача повітря в циліндр.

- Навіть в останньому випадку бензин встигає випаровуватися повністю перед входом в циліндр;

-Горіння газової повітряної суміші трохи нижче, ніж теплова вартість (приблизно 2 відсотки, вміст метану становить приблизно 99 відсотків);

-Низький ККД, циклу є результатом високої кількості в продуктах згорання водяної пари;

-Знижена механічна ефективність у зв'язку з меншою вартістю середнього тиску циклу.

Для того, щоб уникнути скорочення енергетичних і екологічних змін, необхідно відмовитися від паливної системи з використанням біопалива. Нагнітач може також поєднуватися з концепцією "двигун працює з поганою сумішшю".

Хімічний контроль бензинового двигуна з трикомпонентними серединно-компонентними агентами дозволить значно знизити токсичні викиди автомобілів; викиди від дизельних вантажівок і вантажних автомобілів може бути важливим питанням, особливо у великих містах.

Двигуни, що використовують в якості палива природний газ, а не дизельне паливо можуть допомогти поліпшити навколишнє середовище. Ці питання можуть бути розв'язані двома способами:

1) заміна дизельних двигунів на спеціально розроблені бензинові двигуни з кількісним контролем і функціями іскрового запалювання;

2) перевести дизельний двигун на природний газ з невеликим додаванням дизельного палива (запальна доза).

Другий підхід є економічно більш вигідний, ніж перший. Це зручно для нафтопереробних заводів, тому що вони виробляють менше, дизельного палива і більше бензину. Дооснащення паливних систем дизелів для використання композитних палив можуть бути передбачені відразу в нових автомобілях і при переобладнанні випущених раніше автомобілів додатковою системою живлення. Зазвичай це пов'язано з певними затратами. Однак, такі двигуни забезпечать менший пробіг автомобіля в порівнянні з автомобілем з дизельними двигуном, що працює на традиційному паливі.

Інший спосіб використання зрідженого газу, щоб покращити якість традиційного палива. У цьому випадку подача невеликої кількості природного газу (до 15%) гарантує, що запалюється збіднена паливна суміш. Зазвичай при зовнішньому змішуванні використовується основна частина тепла, що вводиться з природним газом. Використовується якісні або змішані коригування. При

будь-якому коригуванні, коли навантаження знижується, суміш в об'ємі між рівнями стає ще гірше і не може бути повністю спалена. Велика кількість  $\text{CH}$  і  $\text{CO}$  виявляються в продуктах згоряння. У разі змішаного регулювання, переваги якісного регулювання очевидні. Виробництво газових дизельних двигунів в дизельних заводах є вигідним, а його виробництво, як правило, більш необхідним, ніж базовий дизельний. Перетворення дизельного двигуна на бензиновий дизельний двигун в умовах експлуатації або технічного обслуговування компанії дешевше, ніж перетворення дизельного двигуна на бензиновий двигун.

Поки всі основні частини дизельного палива залишаються незмінними, конверсія в бензиновий дизеля може бути завершена за короткий проміжок часу, просто додаючи деякі агрегати. Використання бензинових двигунів має перевагу бути в змозі швидко конвертувати з одного виду палива в інше. Це особливо важливо в тих галузях, де немає гарантованого газопостачання.

Однак, в цілому, надійність газових дизельних двигунів нижча, ніж у дизельних двигунах. Це обумовлено додаванням другої системи енергопостачання і можливістю фокусування сопла шляхом значного зниження температури охолодження. Температура розпилення, як відомо, не перевищує  $180\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Невелика кількість паливного потоку в дизельному двигуні відбувається при низьких теплових потоках, які передаються від паливного заряду в циліндрі. У бензодизельному паливі невелика кількість палива (легкозаймисті частини) перетворюється на пил при високих навантаженнях і високому тепловиділенні. Використання двох паралельних систем живлення призводить до компіляції системи керування двигуном, особливо при використанні змішаного контролю.

У порівнянні з дизельними, газодизельний двигун забезпечує більш низькі викиди твердих сажистих частинок.

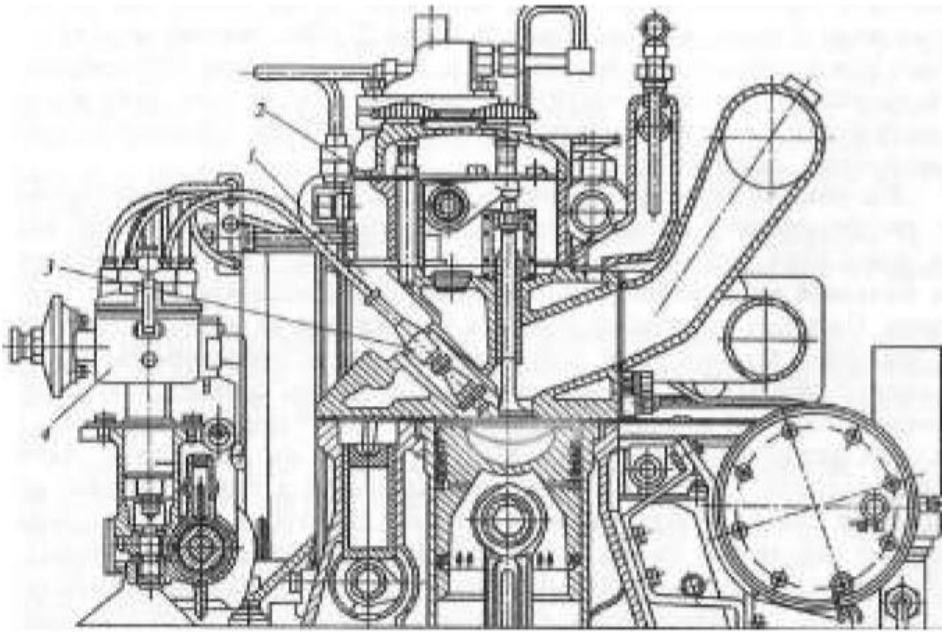
У порівнянні з дизельними, екологічні показники газодизельного ДВЗ не суттєво покращують зменшення шкідливих викидів. Дизельне паливо газом не повністю замінюється. При експлуатації, особливо в місцевих районах, кількість заміни становить лише 40 до 70 відсотка. Таким чином, використання газодизельного палива не має значних перспектив використання у великих містах і регіонах, які гарантують постачання газу. При перетворенні дизельного двигуна з іскровим запалюванням і кількісного контролю на чисто газовий двигун, дизель буде повністю замінений газом. Викиди шкідливих речовин у вихлопних газів при цьому значно зменшаться.

У зразках газових двигунів, контрольованих мікропроцесорами для постачання розподіленого газу до  $\alpha_{H11}$ , рівень викидів в Європі було досягнуто в 2008 р. Створення провідного виробника газового двигуна для задоволення найсуворіших вимог до шкідливих викидів демонструє сильні сторони цих зусиль. Існує два поняття, які можна використовувати під час виконання цього завдання:

- 1) випробування силового двигуна ( $\alpha \approx 1$ );
- 2) Гібридні двигуни ( $\alpha \approx 1,4 \dots 1,6$ ).

При найпростішому способі конвертації дизеля в газовий двигун без наддуву необхідні невеликі доробки (доробка поршнів для зниження ступеня стиснення з 16...18 до 11...14; доробка отворів під форсунку в головці циліндрів з метою встановлення свічки запалення; установка розподільника замість паливного насоса і установка в систему впускання найпростішого змішувача з дросельною заслінкою). При цьому реалізується центральна подача газу. На рисунку 1.7 наведено неповний поперечний розріз одного з конвертованих на живлення природним газом дизеля. У разі використання мікропроцесорного запалення відпадає необхідність в приводі розподільника. Доробки можуть бути виконані не тільки на заводі, але і в позазаводських умовах, оскільки вони не зачіпають литих деталей. Враховуючи високий ступінь стиснення в газових двигунах, доцільно використовувати індивідуальні котушки на кожний циліндр, встановлені поблизу свічок запалення що сполучаються з ними короткими дротами високої напруги. Інший варіант - установка котушок безпосередньо на свічках запалення.

Покращення роботи газового двигуна забезпечує центральна подача газу під тиском через клапан з регульованим перерізом. При безперервній центральній подачі газу, забезпечується рівномірна подача газу по циліндрах і, за малої відмінності значень коефіцієнта наповнення в різних циліндрах - рівномірна подача суміші за кількістю та якістю. При центральній подачі газу будуть кращі умови для утворення однорідної газоповітряної суміші.



1 – головка циліндрів; 2 – кронштейн коромисла; 3 – свічка запалення; 4 - розподільник

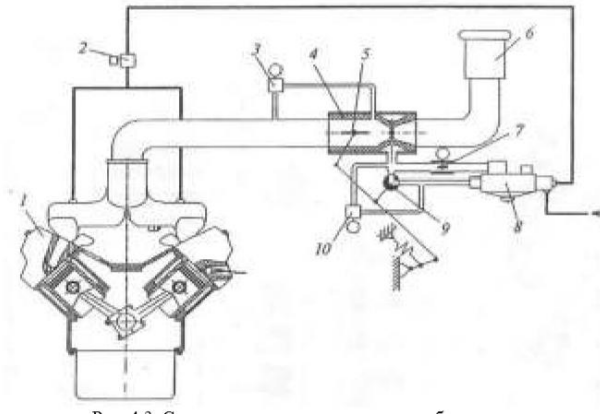
Рисунок 1.7 - Верхня частина двигуна

Центральна подача газу, проте, має недоліки, що виражаються в певній затримці зміни роботи циліндрів у відношенні до моменту зміни дози подавання палива. Розподілена подача газу впускними патрубками забезпечує кращі динамічні властивості роботи двигуна і у міру включення в тести, що використовуються для перевірки виконання норм за токсичністю перехідних і несталих режимів, може стати необхідністю. Зокрема, потрібне застосування таких форм камери згоряння, при яких забезпечується підвищена завихреність суміші. Для реалізації подачі газу в циліндри потрібна заміна литої головки конвертованого дизеля, що не завжди економічно доцільно. Останніми роками йде інтенсивна розробка газових двигунів з внутрішнім сумішоутворенням, якісним регулюванням, які не поступаються дизелям по економічності.

На рисунку 1.8 приведено схему живлення V- подібного двигуна. В системі є економайзер з механічним приводом і два керовані мікропроцесором клапани. Клапан 3 слугує для перепуску суміші, обходячи закриту (прикриту) при холостому ході дросельну заслінку. Клапан 10 забезпечує необхідний при холостому ході склад суміші. В цілому система забезпечує підтримку частоти обертання холостого ходу за початкового навантаження двигуна, наприклад при включенні опалювання, кондиціонера, гідромуфти.

Істотному зниженню концентрацій шкідливих викидів у випадку газового двигуна сприяє можливість використання нейтралізаторів, не переймаючись через їхню надійну роботу, так як у

випадку вжиття заходів, запобігаючи попаданню масла в камеру згорання, у випускних газах газового двигуна питомий вміст твердих частинок  $< 0,05 \text{ г/(кВт} \cdot \text{год)}$ .



- 1 - двигун; 2 - клапан з електромагнітним приводом; 3,10 - клапани з електроприводом;  
4 - змішувач; 5 - дросельна заслінка; 6 - повітряний фільтр; 7 - газова заслінка; 8 - редуктор  
низького тиску; 9 – економайзер

Рисунок 1.8 - Схема системи живлення двигуна без наддуву

Разом з цим знижується шум працюючого двигуна, що пояснюється меншою швидкістю наростання потужності двигуна при горінні паливної суміші (Рисунок 1.6).

Збільшується термін служби і знижується витрата змащувальної оливи, оскільки в метано-повітряній суміші відсутні рідкі компоненти, які при попаданні на стінки циліндра розріджують масляну плівку.

У порівнянні з дизпаливом, теплота згорання природного газу у паливно-повітряної суміші трохи нижче. Коли газ надходить через систему живлення, значно знижується кількість повітря в циліндрі. Газова модель має низький коефіцієнт стиснення та індикаторну ефективність. З наведених причин для отримання тих же вихідних параметрів ( $N_{E \text{ ном}}$  і  $M_{x \text{ max}}$ ) у конвертованих на газове паливо двигунах надлишок повітря повинен бути зменшений. Зменшення коефіцієнта стиснення, це також причина, чому газова модель менш економна, ніж дизельне паливо і бензин.

Як правило, різниця в експлуатаційних витратах палива між газовим двигуном і дизельними двигунами не перевищує 12% до 15%, що вище, ніж у газовидобувному дизельному двигуні, 5...10%.

Недоліком використання газового двигуна є дещо більша, ніж для газодизеля, місткість балонів для газу. Відповідно зростає маса цих ємностей. Помітно менший пробіг автомобіля або автобуса з газовим двигуном в порівнянні з пробігом автомобілів, обладнаних дизелями, і тим

більше з повним пробігом автомобілів, обладнаних газодизелями, якщо використовувати повні заправки газом і дизельним паливом.

Як уже згадувалося, при перетворенні дизельного двигуна на газовий двигун, коефіцієнт надлишку повітря повинен бути значно зменшений. Навіть у всіх інших режимах, суміш газових двигунів є бідною і не відповідає Європейським стандартам-2. Для забезпечення норм можливі наступні шляхи.

1. збіднення суміші в газовій версії до  $\phi = 1,5 \dots 1,6$ . Але при цьому падають номінальна потужність і крутний момент.

2. Подача у впускний патрубок розпиленої води. Це може забезпечити виконання норм EURO-3 (Коли кількість водопостачання становить близько 5% від кількості свіжої суміші). Але для кліматичних умов України такий підхід є неприйнятним через технічні труднощі.

3. цикл, не підходить для максимального режиму, так як він супроводжується зменшенням потужності і обертового моменту.

Це зменшить викиди шкідливих речовин. Крім того відбувається термічне перевантаження деталей газового двигуна.

### 1.3.3 Використання біогазу

В інших галузях, використання біогазу як палива для автомобілів і енергії створить багато енергії та екологічні проблеми в той же час. Наприклад, можна отримати до 10 відсотків додаткових відходів за рахунок передачі відходів від сільськогосподарського виробництва до біогазу.

Хімічний склад біогазу якого поданий у таблиці 1.3.

Таблиця 1.3 -- Склад біогазу

Речовина	Хімічна формула	Вміст, %
Метан	$CH_4$	41 - 76
Вуглекислий газ	$CO_2$	27 - 57
Водяна пара	$H_2O$	0 - 12
Азот	$N_2$	<4
Кисень	$O_2$	<3
Водень	$H_2$	<2
Сірководень	$H_2S$	<1

Як бачимо, біогаз схожий на природний газ, і єдина відмінність полягає в наявності невеликої кількості  $H_2S$  водню, це не впливає на фізичні властивості біогазу, а кількість  $CO_2$  вище, що призводить до зниження температури згоряння палива. Порівняльні характеристики двох видів палива перераховані в таблиці 1.4.

Таблиця 1.4 -- Порівняння біогазу і природного газу

Показники	Види палива	
	Біогаз	Метан
Масова теплота згоряння, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	9800-30100	49900
Обємна теплота згоряння, $\frac{\text{кДж}}{\text{кг}}$	3000-3300	3380
Кількість повітря потрібна для згоряння 1 кг палива, $\frac{\text{кг}}{\text{кг}}$	3.5-10.5	17.5
Межі займання суміші по $\alpha$ :		
Багатої	0.66-0.70	0.7
Бідної	1.80-1.95	2.10
Максимальна швидкість згоряння, $\frac{\text{м}}{\text{с}}$	0.20-0.37	0.40
Октанове чмсло	123-126	107-120

Виходячи з аналізу фізико-хімічних властивостей біогазу, можна зробити висновок, що як паливо для двигунів внутрішнього згоряння можна використовувати як біогаз, так і природний газ. Для цієї мети не підходить газовий двигун з іскровим запалюванням, побудним на базі дизельного двигуна.

Для підвищення якості біогазу необхідне його очищення від домішок. Переважно від вуглекислого газу і сірководню. Залежно від ступеня чистоти, необхідно визначити грубу, середню і якісну чистоту

Щоб очистити домішки в біогазі, можна використовувати такі методи:

- очищення від надлишкової вологи;
- Очищення гарячим розчином солі калію.

Для тонкої очистки газів використовуються наступні методи:

- Очищення від  $CO_2$ ;



-Очищення газу від вуглекислого газу за допомогою низькотемпературного поглинання метанолу;

-Методом окислення додаванням для очищення газу від водню.

Вибір способу очищення залежить від необхідної чистоти біогазу і процесу подальшого використання. Очищення грубе дозволяє використовувати біогаз в пальниках парових і водяних котлів. Більш якісне очищення необхідне при використанні біогазу, як паливо для транспортних засобів, а також при транспортуванні біогазу на великі відстані і спалювання в побутових плитах. Вибір процесу очищення біогазу також залежить від фінансових можливостей економіки, що потребує використання біогазу і вимагає відповідних технологій.

Двигуни після реконструкції працюють на біогазі при коефіцієнті стиснення  $\varepsilon=12,5$ , та коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha=1,3$ . Інтерес до біогазу знаходить своє відображення у зв'язку з наявністю великої кількості органічних відходів. Недорогі поновлювані біоматеріали, що використовуються для його виробництва, визначають низьку вартість отриманої при його використанні механічної та теплової енергії. Немає особливих труднощів з використанням біогазу як палива для генерації тепла.

Використання біогазу як мобільної енергозабезпечення є проблематичним через низький вміст метану (60%), а також великої кількості нафти. Це призводить до зниження потужності низької ефективності та розміру мобільних пристроїв. Водневі сполуки в біогазі можуть викликати корозію деталей двигуна. Шляхом очищення біогазу від вуглекислого газу та інших домішок, його показник (низька теплота згоряння) може бути покращений. Це суттєво поліпшить енергетичні та економічні показники двигунів, що працюють в біогазі. Високооктанові показники біогазу (115-130) забезпечує можливість значного збільшення компресії двигуна (до 13 одиниць) і відповідного збільшення його енергетичної ефективності.

#### **1.4 Ключові напрями скорочення шкідливих викидів**

Кількість основних напрямків для зниження токсичності вихлопних газів:

1. Оптимізація організації перевезень: поліпшити дорогу, вибрати склад і структуру рухомого складу, оптимізувати автоматизацію транспортних засобів.

2. Модернізація автомобілів та їх двигунів з переведенням на нові види палива.
3. для-сума вихлопних газів.

Для значного поліпшення конструкції двигуна можна вжити наступні заходи:

- 1) поліпшити точність обліку палива в залежності від режиму роботи двигуна, який досягається шляхом модернізації системи впорскування палива;
  - 2) Покращення перемішування паливного заряду. Існує два способи вирішення цієї проблеми:
    - а) утворюють однорідну суміш, яка досягається за рахунок якісної суміші свіжих компонентів, а потім через гвинтовий канал, клапан і вхідний отвір;
    - б) стиснення свіжого заряду, яке може бути досягнуто в окремій і нероздільній камері згоряння. Розділені камери згоряння використовуються при застосуванні іскрового і факельного запалювання, в той час як нероздільні камери згоряння використовуються для безперервного згоряння.
  - 3) робота бензинового двигуна на бідній паливоповітряної суміші, яка може бути досягнута шляхом використання безконтактної системи подачі компонентів до камери згоряння.
- Встановлення двох свічки запалювання або багатоелектродних свічок запалювання (кілька бічних електродів), а також спеціальних (плазмових) свічок запалювання.
- 4) рециркуляція вихлопних газів: частина продуктів згоряння вводиться назад в камеру згоряння, щоб зменшити максимальну температуру горіння.

Рециркуляція може виконати одним з двох способів:

- а) внутрішня циркуляція;
  - б) з використанням байпасного клапана для зовнішнього обігу;
- 5) вдосконалення механізму газорозподілу: з точки зору адаптації до процесу горіння;
  - 6) реконструкція камери згоряння: перш за все, вона пов'язана з використанням дизпалива, в цьому випадку форма камери згоряння (розділена або нерозділена ) дає чітко виражений ефект;

7) удосконалення дизельної техніки: збільшення тиску на вприску до 100... 160 МПа, що допомагає краще змішувати паливо і повітря, та підвищити температуру повітря в кінці такту стиску;

8) використання альтернативних видів палива.

Найменш шкідливі забруднювачі-це двигуни, які працюють під стисненим субстратом, газом і LPG, що містить накопичення ЗВГ. Переоснащення (конвертація) двигуна на інше альтернативне паливо вимагає внесення змін в його конструкцію. Тому більш перспективним буде додавання його добавок до звичайних видів палива. Додавання водню в бензин дозволяє скоротити викиди основних небезпечних речовин в кілька разів. Кількість етанолу додається 10... 15% діапазон не буде робити енергетичні показники бензинових двигунів гірше, в той же час, викиди оксиду вуглецю були скорочені в три рази, а викиди оксиду азоту за деякими навантаженнями були значно скорочені (рисунок 1.9). Це пов'язано з наявністю кисню в його молекулах, що викликає таємне горіння, щоб стати більш повним. Додавання води збільшує антидетонаційну стійкість паливної суміші, тому може бути реалізовано збільшення ступеню стиснення і, отже, заміщення дизельного палива газом. Зниження викидів оксидів азоту і монооксиду вуглецю можна пояснити зменшенням температури продуктів горіння в циліндрі двигуна і збільшенням кількості суміші.

На композитному паливі біодизельне паливо (яке виробляється з продуктів переробки нафти та метанолу) також знижуються викиди вуглеводнів і сажі.

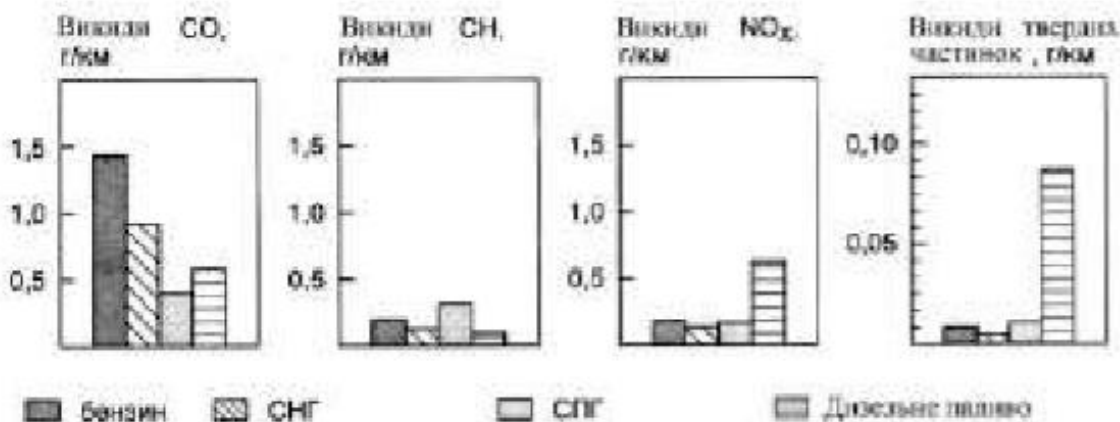


Рисунок 1.9 - Викиди шкідливих речовин з вихлопними газами двигунів, що експлуатуються в бензині, дизельному паливі, зрідженому природному газі (LPG) і стисненому природному газі.

## 1.5 Висновки до розділу 1

Спостерігається світова тенденція розширення застосування альтернативних моторних палив на автомобільному транспорті, які є менш енерговитратними при виробництві і більш екологічно чистими у порівнянні з традиційними нафтового походження.

Найбільш перспективним альтернативним моторним паливом для України є природний газ. При конвертації сучасних автомобільних бензинових двигунів, з відносно низьким ступенем стиснення, для роботи на СПГ, неможливо використати весь енергетичний потенціал цього палива. Натомість відбувається зниження ефективних показників ДВЗ і погіршення експлуатаційних характеристик автомобіля.

Найбільш перспективним шляхом ефективного використання СПГ у якості палива для ДВЗ, є застосування бензогазових сумішей. В таких системах живлення з'являється можливість регулювати октанове число паливної суміші в залежності від швидкісного режиму двигуна та його навантаження.

Використання бензогазових сумішей у якості моторного палива, дає максимальний ефект енергозбереження і покращення екологічної ситуації при незначному зниженні динамічних показників автомобіля. Заміщення частини бензину, при використанні бензогазових сумішей природним газом знижує токсичність відпрацьованих газів ДВЗ з іскровим запалюванням за показниками CO, CH, NOx на 20...30%.

Широкому використанню бензогазових сумішей у якості палива для автомобілів гальмується відсутністю досліджень впливу способу подачі газового палива до двигуна з іскровим запалюванням на його енергетичні показники, а також робочих процесів в системах газоподачі сумішевих бензогазових систем живлення автомобільних ДВЗ.

## 2 РОЗРОБКА СИСТЕМИ ЖИВЛЕННЯ ТА ЇЇ ОПИС

### 2.1 Системи впорскування бензину

Живлення автомобільних двигунів забезпечується:

- а) для двигунів з зовнішнім сумішоутворенням – карбюратором у карбюраторних двигунах, карбюратором-змішувачем у газових двигунах, електромагнітними форсунками та блоком керування у двигунах з впорскуванням бензину;
- б) Двигуни для внутрішнього змішування – насосом високого тиску та форсунками.

Справді, перспектива поліпшення потужності двигуна висохла. Одна з причин полягає в тому, що конвертер використовує принцип сухими для якого бензиновий пил виробляється в нерухомій рух повітряного потоку. При цьому утворюються достатньо крупні краплини пального, що не забезпечує якісного перемішування бензину та повітря. Це сприяє осіданню бензину на стінках впускного колектора у вигляді плівки.

Застосування впорскування бензину є одним з шляхів суттєвого покращення показників роботи автомобільних бензинових двигунів. Тому, бензиновими системами стали все більш і більш поширеними в автомобілях виробництва передових автомобільних компаній..

Впорскування бензину має наступні переваги:

1 Можна використовувати на циліндрах, що дає можливість підтримувати однаковий склад суміші в циліндрах, у разі розподіленого впорскування склад суміші в різних циліндрах відрізняється тільки на 6...7 %, а в разі живлення від карбюратора до 17 %.

2 Більш точне дозування палива досягається за рахунок режиму роботи, що призводить до збільшення економії палива і зниження швидкості потоку для двигуна.

3 Суміш утворюється через пил на менші частинки на внутрішній стіні впускного колектора в порівнянні з впускним ковпачком.

4 Внаслідок зменшення здатності до детонації є можливість дещо підвищити ступінь стиску (до 2 одиниць), що дає підвищення потужності і покращення економічності. Це пов'язано з тим, що ін'єкція палива форсункою виконується багатократним відкриванням її електромагнітного клапана з подачею мікродоз палива за кожне спрацювання. Загальна порція палива, що повинно

надійти в циліндр за один цикл впуску складається із кількох десятків мікродоз. Це розтягує в часі процес горіння, забезпечує краще постачання свіжого повітря в камеру згоряння, а також знижує температуру камери згоряння.

5 Зменшується час розгону автомобіля, тому що витрата палива чітко відповідає поточному режиму роботи двигуна.

6 Завдяки більш точному визначенню необхідної кількості палива, проблем із запуском холодного двигуна не виникає.

Недоліком системи впорску є те, що паливний пристрій більш складний, тому до якості палива ставляться більш жорсткі вимоги.

Класифікація систем впорскування за різними ознаками:

За місцем подачі палива:

- 1) системи впорскування у вхідний прохід перед клапаном (розподілена ін'єкція);
- 2) центральна одноточна ін'єкція у вхідний колектор;
- 3) впорскування в циліндр.

Така подача палива забезпечує:

- 1) безпечна експлуатація системи;
- 2) систем з дозованим (циклом) потужність.

За способом управління подачею палива:

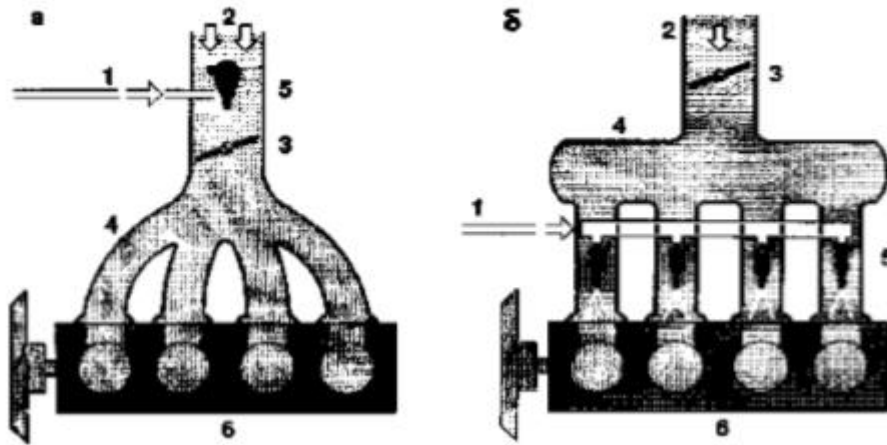
- 1) електронне керування;
- 2) механічне керування;

За способом регулювання складу суміші:

- 1) кількістю повітря;
- 2) кількістю палива;
- 3) комбінована схема.

Система пневматичного механічного управління K-Jetronic і KE-Jetronic була однією з перших систем, що використовувалася в автомобілях у 1970-х роках. В них застосовувалось безперервне впорскування у впускний канал.

У сучасних автомобілях найбільш широко використовується розподілена система управління з електронним управлінням L-jetronic типу (рисунок 2.1, б). Також використовується центральна одноточна система впорскування палива в автомобілях з двигунами об'ємом до 1,8л (рисунок 2.1, а).



а

– Центральна (одна точка) впорскування палива;

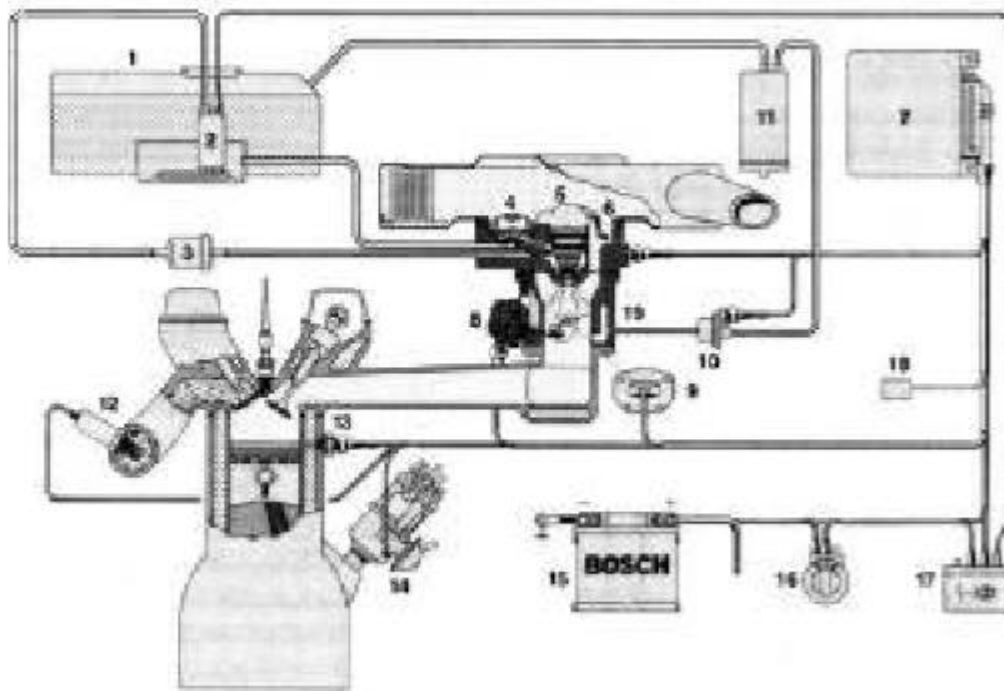
б – Розподілена (багатоточка)впорскування палива;

1 – подача палива; 2 – подача повітря; 3 – дросельна заслінка;

4 – впускний колектор; 5 – форсунка; 6 – двигуна

Рисунок 2.1 - Способи приготування горючих сумішей

Ця система (рисунок 2.1) являє собою систему впорскування палива з електронним управлінням, одна з яких розташована в центрі однієї електронної форсуки (система MONO-Jetronic). Бензин подається до впускного колектора через регулярні проміжки часу, а отримана горюча суміш розподіляється по окремим циліндрам через спільний колектор. Кількість горючої суміші, що надходить у циліндр, контролюється. При постійному тиску палива, доза введенного в циліндр палива варіюється в залежності від тривалості ін'єкції (проміжку часу роботи форсунки). Сопло форсунки охолоджується потоком палива, тим самим запобігаючи кипінню в ньому рідкого палива.

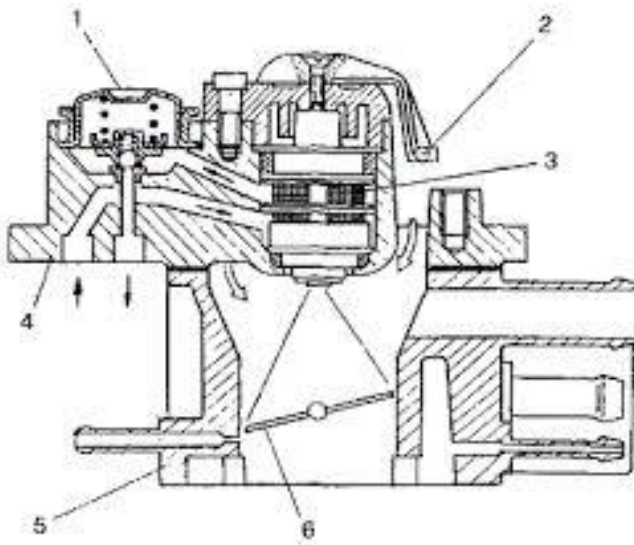


1 – паливний бак; 2 – паливний насос з електроприводом; 3 – паливний фільтр; 4 – регулятор тиску палива; 5 – форсунка 6 – датчик температури повітря; 7 – електронний блок керування (ЕБК) ; 8 – регулятор холостого ходу; 9 – датчик положення дросельної заслінки; 10 – клапан; 11 – резервуа з вугіллям (адсорбер); 12 – кисневий датчик (лямбда-зонд); 13 – датчик температури охолоджуючої рідини; 14 – розподільник запалювання; 15 – акумулятор; 16 – вимикач запалювання; 17 – реле; 18 – рознім для приєднування діагностичної апаратури; 19 – блок центрального впорскування

Рисунок 2.2 - Схема системи Mono-Jetronic

На рисунку 2.3 форсунка розташована над подвійним клапаном 6. Ця система живлення працює під надлишковим тиском в 0,1 МПа. Паливний спрей дозволяє суміші рівномірно розподілятися по циліндрах двигуна. Відкриття форсунки синхронізовані з імпульсами запалювання на свічки в циліндрах двигуна.





1 – регулятор тиску; 2 – датчик температури; 3 – форсунка; 4 – верхня частина;  
5 – подача палива; 6 – злив палива; 7 – теплоізолююча пластина; 8 – дросельна заслінка;  
9 – нижня частина блока

Рисунок 2.3 - Центральний блок впорскування системи Mono-Jetronic

Система Mono-Jetronic не має повітряного потоку, тому співвідношення повітря до пального визначається положенням подвійного клапана або потоком повітря. температурою всмоктуваного повітря та частотою обертання колінчастого вала. Під час холодного пуску двигуна, а також безпосередньо після пуску й у режимі холостого ходу витрата палива підвищить концентрацію паливних сумішей. Коли двигун холодний, привід подвійного клапана встановлює його в такій позиції, при великій кількості суміші, що подається до двигуна. Таким чином, збільшується частота обертання колінчастого вала двигуна та підтримується на заданій швидкості. Подвійний клапан положення клапана є потенціометр, що оцінює положення заслінки, і на основі цих даних електронний блок керування (ЕБК) визначає кількість палива, яке необхідно подати. Таким же способом система забезпечує збагачення робочої суміші при прискоренні і на режимі повного відкривання дроселя. У режимі примусового холостого ходу подачі палива відключена.

Така система являє собою систему, яка вводить бензин безпосередньо в циліндри двигуна. Це найбільш досконалі системи в світі. Двигун з встановленою системою повинен мати чотири клапани на циліндр, є дві окремі повітряні проходи і асиметрична камера згорання в поршні,

використовується якісний контроль за якістю палива і комплексний мікропроцесорний цикл управління, через початок і тиск впорскування палива.

Особливою характеристикою організації регулювання процесу двигуна з такою системою є контрольована зміна процесу горіння в залежності від навантаження. Поле способу завантаження розділено на чотири зони (Рисунок 2.4), що забезпечує найбільш вигідний процес розподілу на зони.

В зоні 1, при низькому навантаженні, двигун працює з дуже бідною, сумішшю ( $\alpha = 1,7 \dots 3,4$ ). Для того щоб надійно запалювати паливну суміш біля свічки постійно утворюється хмарка більш багатой паливоповітряної суміші. Подача повітря через другий (прямий) впускний канал відключається клапаном 1, що ще більше збільшує продуктивність. В кінці такту стиску, паливо стискається до 10 МПа і розпорошується в камері згоряння при фокусній відстані 5 мм. Оскільки навантаження збільшується (зона 2), двигун буде працювати з бідною ( $\alpha = 1,4 \dots 2,0$ ) паливною сумішшю. Це досягається шляхом подачі двох частин палива, перша з яких залишається такою, яка була в зоні 1, утворюючи дуже бідну суміш, а друга частина - в кінці такту стискання. Це дозволяє двигуну працювати при низькому і помірному навантаженні на дуже бідній і бідній паливних сумішах.

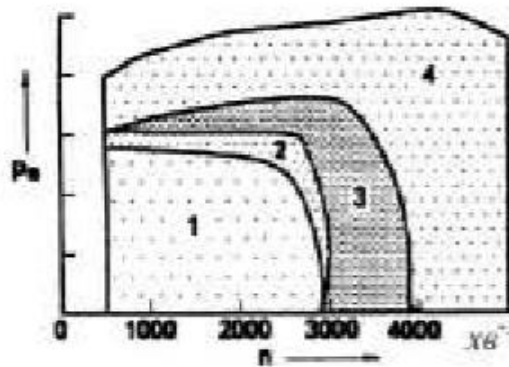


Рисунок 2.4 - Багатопараметрова характеристика двигуна "Тойота 3S-FSE"

У зоні 3 (середнє навантаження), процес горіння знову змінюється: відкривається в прямому каналі клапан 2. В результаті в камері згоряння двигуна реалізується режим горіння заряду при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 1,0 \dots 1,5$ . У зоні 4 (навантаження двигуна номінальне) в циліндрах ДВЗ згорає багата паливно-повітряна суміш при коефіцієнті надлишку повітря  $\alpha = 0,85 \dots 0,95$ . При цьому повітря зі збільшеною кількістю палива надходить до циліндрів двигуна через два забірні канали.

Регулювання процесу виконується мікропроцесорним блоком керування, який забезпечує плавний перехід від одного режиму до іншого при збереженні якісного горіння паливного заряду на всіх режимах роботи двигуна. Така система приготування паливної суміші реалізована на двигуні “Тойота 3SFSE”. Вона забезпечує що ріст потужності двигуна на 10% та зменшує витрати палива на 20%.

Крім того такий двигун забезпечує суттєве зменшення шкідливих викидів у навколишнє середовище.

Схематично паливна система двигуна “Тойота 3SFSE” представлена на рисунку 2.5.

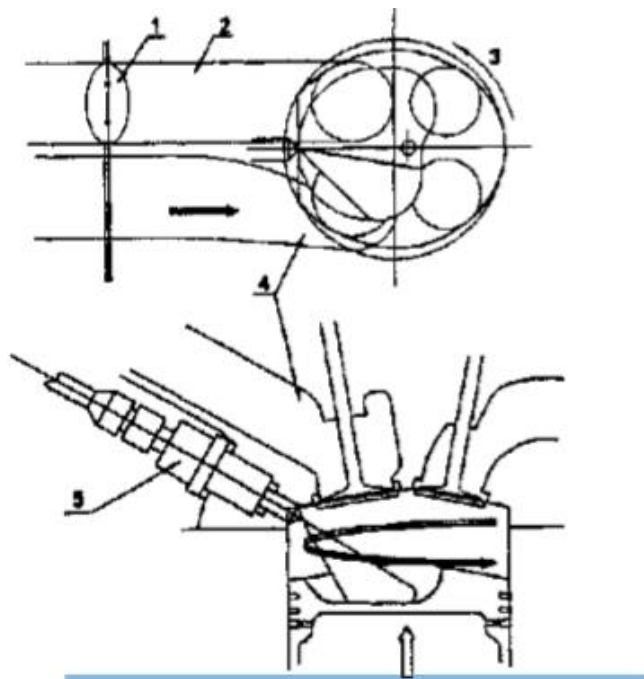


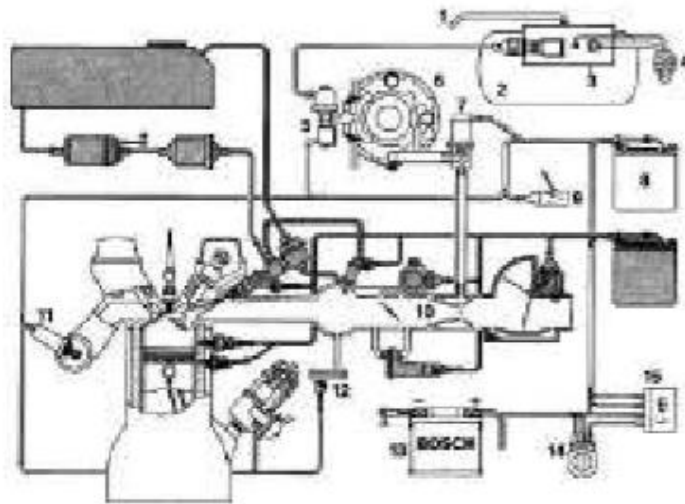
Рисунок 2.5 - Сумішоутворення в двигуні “Тойота 3S-FSE”

## 2.2 Бензогазові двигуни

Такі двигуни можуть працювати як на бензині, так і на газі. Їх називають двопаливними. Їх позитивна якість полягає в тому, що вони можуть також працювати на композитному паливі – суміші бензину та природного газу.

Повна потужність двигуна може бути досягнута на будь-якому з вказаних вище палив. працює з бензином. На (рисунку 2.6) показана схема Система живлення бензогазового двигуна з іскровим запалюванням показана на рисунку 2.6.

Стиснений природний потрапляє з витратної ємності до редуктора, де знижується його тиск до необхідного рівня (0,1...0,3 МПа). Цей газ дозуючою системою подається до впускного колектора де змішується з повітрям та (можливо бензином). Система датчиків та мікропроцесорний блок забезпечують приготування оптимальної паливної суміші в залежності від швидкісного та навантажувального режиму роботи двигуна. Перехід від роботи двигуна на одному виді палива до іншого (і навпаки) забезпечується електричним перемикачем на панелі приладів водія/иладовій панелі автомобіля (зріджений газ/бензин)



1 – вентиляційна трубка газового балона; 2 – газовий балон; 3 – арматура газового балона; 4 – зовнішній наповнювальний вентиль; 5 – газовий клапан; 6 – газовий редуктор; 7 – серводвигун для керування подачею газу; 8 – електронний блок керування; 9 – перемикач виду використовуваного палива; 10 – газовий змішувач; 11 – кисневий датчик; 12 – датчик зондування; 13 – акумуляторна батарея; 14 – вимикач запалювання; 15 – реле

Рисунок 2.6 - Схема системи живлення бензогазового двигуна

### 2.3 Газодизельні двигуни

Зростання вартості дизельного палива та підвищення вимог до зменшення екологічного впливу на навколишнє середовище дизельних двигунів, робить актуальною задачу конвертації дизельних двигунів у газодизельні двигуни. При цьому забезпечується заміщення до 70 відсотків дизельного палива більш дешевим газовим паливом. Дизельне паливо в цьому випадку використовується лише як запальна доза, яка забезпечує якісне вигорання збідненої паливної газоповітряної суміші в циліндрах газодизельного двигуна. Фактично дизельне паливо забезпечує режим холостого ходу газодизеля. швидкісне і тягове навантаження забезпечує газове паливо.

Використання природного газу у якості основного палива газодизельного двигуна забезпечує значну економічну вигоду, а також суттєво зменшує негативний вплив відпрацьованих продуктів горіння на навколишнє середовище. Особливо значно зменшуються викиди сажистих часток (димність дизеля), яка має місце при різкій зміні режиму роботи дизельного ДВЗ.

## **2.4 Висновки до розділу 2**

Використання ежекційних систем подачі бензину та газу до ДВЗ з використанням карбюратора зумовлює погіршення їх екологічних, енергетичних і експлуатаційних характеристик.

Подача газу до двигуна під тиском суттєво покращує енергетичні характеристики двигуна, запобігаючи зниженню його потужності при частковій заміні бензину природним газом.

Позитивною особливістю системи газоподачі, що досліджується, є подача газового палива до двигуна під надлишковим тиском, що дозволяє підвищити газодозуючий перепад і тим самим покращити точність дозування і стабільність витрати газу в системі живлення.

### З ТЕПЛОВИЙ РОЗРАХУНОК ДВИГУНА НА КОМБІНОВАНОМУ ПАЛИВІ

Розгляд окремих процесів в двигунах і їх розрахунок дозволяють визначити передбачувані показники циклу, потужності, економічності двигуна, а також тиск газів, що діють в надпоршневому просторі циліндра, залежно від кута повороту колінчастого вала. За даними розрахунку можна встановити основні розміри двигуна (діаметр циліндра і хід поршня) і перевірити на міцність його основні деталі.

Якщо тепловий удар правильний, вібрація правильна. Нижче наведені тепловий розрахунок карбюраторного двигуна, призначених для установки на автомобілі.

Провести тепловий розрахунок автомобільного карбюраторного двигуна, призначеного для установки на легковий автомобіль. За даними розрахунку визначити основні розміри двигуна і передбачувану економічність.

#### 3.1 Вихідні дані

Номінальна потужність двигуна при  $n = 4800$  об/мин  $N_e = 75$  кВт = 102 к.с.; число циліндрів  $i = 6$ ; ступінь стиснення  $\varepsilon = 7,5$ ; Коефіцієнт надлишку повітря  $\alpha = 0,9$ . Паливо-бензин А-76 + природний газ  $\text{CH}_4$  у співвідношенні по масі 0,3 до 0,7 з сумарним горючим складом: (C=0,855; H=0,145); ефективна нижча теплота згоряння паливної суміші  $H_u = 44 \frac{\text{МДж}}{\text{кг}}$

#### 3.2 Тепловий розрахунок

1. Теоретично необхідна кількість повітря для згоряння 1 кг палива

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} c + 8H - 0,7 \right) \quad (3.1)$$

$$l_0 = \frac{1}{0,23} \left( \frac{8}{3} 0,855 + 8 * 0,145 \right) = 14,95 \text{ кг}$$

або

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{c}{12} + H/4 - 0,7/32 \right) \quad (3.2)$$

$$L_0 = \frac{1}{0,21} \left( \frac{0,855}{12} + 0,145/4 \right) = 0,519 \text{ кмоль}$$

Перевірка

$$L_0 = \frac{l_0}{\mu_B} \quad (3.3)$$

$$L_0 = \frac{14,95}{28,97} = 0,519$$

2. Дійсна кількість повітря, що бере участь в згорянні 1 кг палива при  $\alpha = 0,9$ :

$$\alpha l_0 = 0,9 * 14,95 = 13,46 \text{ кг};$$

$$\alpha L_0 = 0,9 * 0,519 = 0,467 \text{ кмоль}.$$

3. сумарна кількість свіжої суміші

$$G_1 = 1 + \alpha l_0 \quad (3.4)$$

$$G_1 = 1 + \alpha l_0 = 1 + 13,46 = 14,46 \text{ кг};$$

$$M_1 = \frac{1}{\mu_T} + \alpha L_0 \quad (3.5)$$

$$M_1 = \frac{1}{\mu_T} + \alpha L_0 = \frac{1}{114} + 0,467 = 0,476 \text{ кмоль}.$$

4. Кількість окремих складових продуктів згорання і їх сума. Прийmemo коефіцієнт співвідношення числа молів незгорівшого водню до числа молів CO, які мають місце при  $\alpha < 1$ ,  $K = 0,5$

Тоді:

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 \quad (3.6)$$

$$M_{CO} = 0,42 \frac{1-\alpha}{1+K} L_0 = 0,42 \frac{0,1}{1,5} * 0,519 = 0,0145 \text{ кмоль};$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} \quad (3.7)$$

$$M_{CO_2} = \frac{C}{12} - M_{CO} = \frac{0,855}{12} - 0,0145 = 0,0567 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2} = KM_{CO} \quad (3.8)$$

$$M_{H_2} = KM_{CO} = 0,5 * 0,0145 = 0,0072 \text{ кмоль};$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} \quad (3.9)$$

$$M_{H_2O} = \frac{H}{2} - M_{H_2} = 0,0725 - 0,0072 = 0,0653 \text{ кмоль};$$

$$M_{N_2} = 0.79\alpha L_o \quad (3.10)$$

$$M_{N_2} = 0.79\alpha L_o = 0,79 * 0,9 * 0,519 = 0,369 \text{ кмоль}.$$

*Сумарна кількість продуктів згоряння*

$$M_2 = 0,0145 + 0,0567 + 0,0072 + 0,369 = 0,5128 \text{ кмоль}.$$

*Приріст обсягу  $\Delta M$  і теоретичний коефіцієнт молекулярного зміни  $\Delta M = 0,5128 - 0,476 = 0,0368$  кмоль;*

$$M_o = \frac{M_2}{M_1} \quad (3.11)$$

$$M_o = \frac{M_2}{M_1} = \frac{0,5127}{0,476} = 1,08.$$

5. *Параметри процесу впуску. Прийmemo: приріст температури в процесі підігріву заряду  $\Delta T = 15^\circ$ , температура залишкових газів  $T_r = 1050K$ , тиск залишкових газів  $\rho_r = 0,115 \frac{\text{мН}}{\text{м}^2} = 1,15 \text{ кг/см}^2$ . Сумарний коефіцієнт, що враховує гасіння швидкості руху заряду в перерізі клапана  $\beta + \zeta = 3$ . Швидкість руху заряду в перерізі вхідного клапана  $W_{\text{кл}} = 90 \text{ м/сек}$ . Так як наддув відсутній і впуск повітря відбувається з атмосфери, то  $\rho_k = \rho_o = 0,1 \frac{\text{мН}}{\text{м}^2} \approx 1,03 \text{ кг/см}^2$ ;  $T_k = T_o = 288^\circ\text{К}$ .*

$$\text{Густина заряду на впуску } \rho_3 = \frac{p_o}{RT_o};$$

$$\text{для повітря } R_{\text{п}} = 8314/\mu_{\text{п}}; \mu_{\text{в}} = 28,97;$$

$$P_o = \frac{0,1 \cdot 28,97}{8314 \cdot 288} \cdot 10^6 - \frac{3 \cdot 90^2 \cdot 1,208}{2} = 85400 \text{ Н/м}^2 \approx 0,085 \text{ мН/м}^2.$$



Коефіцієнт залишкових газів

$$\gamma_{ост} = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} \quad (3.12)$$

$$\gamma_{ост} = \frac{T_o + \Delta T}{T_r} \cdot \frac{p_r}{\varepsilon p_a - p_r} = \frac{288 + 15}{1050} \cdot \frac{0,115}{7,5} \cdot 0,085 - 0,115 = 0,063 \approx 6\%.$$

Температура кінця впуску (прийmemo  $\varphi = 1$ )

$$T_a = \frac{(T_o + \Delta T + \gamma_{ост} T_r)}{1 + \gamma_{ост}} \quad (3.13)$$

$$T_a = \frac{(T_o + \Delta T + \gamma_{ост} T_r)}{1 + \gamma_{ост}} = \frac{288 + 15 + 0,06 \cdot 1050}{1 + 0,06} = 340^\circ \text{K}.$$

Коефіцієнт наповнення (прийmemo  $\varphi = \varphi_1 = \varphi_{оч} = 1$ )

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_a(1 + \gamma_{ост})} \quad (3.14)$$

$$\eta_V = \frac{\varepsilon}{\varepsilon - 1} \cdot \frac{P_a}{P_o} \cdot \frac{T_o}{T_a(1 + \gamma_{ост})} = \left( \frac{7,5}{7,5 - 1} \right) \cdot \frac{0,085}{0,1} \cdot \left( \frac{288}{340(1 + 0,06)} \right) = 0,784.$$

або за формулою для чотиритактних двигунів

$$\eta_V = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \left( \varepsilon \frac{P_a}{P_o} - \frac{P_r}{P_o} \right)} \quad (3.15)$$

$$\eta_V = \frac{T_o}{T_o + \Delta T} \cdot \frac{1}{(\varepsilon - 1) \left( \varepsilon \frac{P_a}{P_o} - \frac{P_r}{P_o} \right)} = \frac{288}{288 + 15} \cdot \left( \frac{1}{7,5 - 1} \right) \left( 7,5 \frac{0,085}{0,1} - \frac{0,115}{0,1} \right) = 0,771.$$

прийmemo  $\eta_V = 0,78$ .

6. Параметри процесу стиснення. Задаємося показником політропы стиснення  $n_1 = 1,34$ .

Тиск в кінці стиснення

$$P_c = P_{a3}^{n_1 - 1} \quad (3.16)$$

$$P_c = P_{a3}^{n_1 - 1} = 0,085 \cdot 7,5^{1,34} = 1,26 \frac{\text{МН}}{\text{М}^2}$$

Температура в кінці стиснення

$$T_c = T_{a3}^{n_1-1} \quad (3.17)$$

$$T_c = T_{a3}^{n_1-1} = 340 \cdot 7,5^{0,34} = 675^\circ K.$$

7. Параметри кінця процесу згоряння.

Дійсний коефіцієнт молекулярного зміни

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{M_2 + \gamma_{ост} M_1}{M_1 (1 + \gamma_{ост})} \quad (3.18)$$

$$\mu = \frac{M_2 + M_r}{M_1 + M_r} = \frac{M_2 + \gamma_{ост} M_1}{M_1 (1 + \gamma_{ост})} = \frac{0,5128 + 0,06 \cdot 0,476}{0,476 \cdot 1,06} = 1,07$$

Теплота, яка не виділилась внаслідок неповного згоряння при  $\alpha < 1$ :

$$\Delta H_u = 1,2 \cdot 10^5 (1 - \alpha) L_o \quad (3.19)$$

$$\Delta H_u = 1,2 \cdot 10^5 (1 - \alpha) L_o = 1,2 \cdot 10^5 (1 - 0,9) \cdot 0,519 = 6228 \text{ кДж.}$$

Рівняння згоряння для карбюраторних двигунів при  $\alpha < 1$ :

$$\frac{\gamma_z (H_a - \Delta H_u)}{(1 + \gamma_{ост}) M_1} + \frac{U_c + \gamma_{ост} U''_c}{(1 + \gamma_{ост})} = \mu U''_z. \quad (3.20)$$

Прийmemo коефіцієнт теплоспоживання  $\gamma_z = 0,86$ .

Внутрішня енергія 1 моля свіжої суміші в кінці процесу стиснення

$$U_c = (\mu c_v)_c t_c. \quad (3.21)$$

де  $(\mu c_v)_c$ -теплоємність свіжої суміші при температурі  $t_c$ .

приmemo теплоємність свіжої суміші рівної теплоємності повітря. За [16] для  $t_c = 400^\circ C$

знаходимо

$$|\mu c_v|_{t=0}^{t=t_c} = 21,474 \text{ кДж(кмоль} \cdot \text{град)}.$$

$$U_c = 21,474 \cdot 400 = 8590 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$$

Внутрішня енергія 1 моля продуктів згоряння в кінці процесу стиснення

$$U''_c = (\mu c''_v)_c t_c. \quad (3.22)$$

де  $(\mu c''_v)_c$ -теплоємність продуктів згоряння в кінці процесу стиснення.

Теплова потужність суміші доповнює виріб теплової ємності різних складових продукту згоряння на його об'ємних частками.

Для визнаних базових сховищ палива при  $\alpha = 0,9$  отримаємо

$$r_{CO} = 0,028; r_{CO_2} r_{CO} = 0,028; r_{CO_2} = 0,111;$$

$$r_{H_3} = 0,014; r_{H_2O} = 0,127;$$

$$r_{N_2} = 0,720; \sum r_i = 1.$$

Використовуючи дані табл.6, отримаємо ( $t_c = 400^\circ\text{C}$ ) :

$$|\mu c_v|_{t=0}^{t=t_c} = 0,028 \cdot 21,474 + 0,111 \cdot 34,935 + 0,014 \cdot 20,871 + 0,127 \cdot 26,775 + 0,72 \cdot 21,85 = 23,460 \text{ кдж}/(\text{кмоль} \cdot \text{град}).$$

Тоді

$$\frac{\gamma_z(H_a - \Delta H_u)}{(1 + \gamma_{ост})M_1} + \frac{U_c + \gamma_{ост}U''_c}{(1 + \gamma_{ост})} = \frac{0,86(44000 - 6156)}{(1 + 0,006)0,471} + \frac{8592 + 0,06 \cdot 9384}{1 + 0,06} = 73050 = \mu U''_z$$

отже,

$$U''_z = (\mu U''_v)_z t_z = \frac{73050}{\mu} = 68270 \frac{\text{кдж}}{\text{кмоль}}.$$

Приймемо, що  $t_z = 2300^\circ\text{C}$ . Знаходимо з табл.6 значення теплоємності компонентів продуктів згоряння при  $t = 2300^\circ\text{C}$ , помноживши їх на відповідні об'ємні долі підсумувавши, отримаємо

$$|\mu c_v|_{t=0}^{t=2300^\circ} = 29,223 \frac{\text{кдж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

Внутрішня енергія продуктів згоряння при вказаній температурі

$$(U''_z)_{t=2300} = 29,223 \cdot 2300 = 67212 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}.$$

Отримане при  $t = 2300^\circ\text{C}$  значення  $U''_z < 68270 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$ .

Визначимо  $U''_z$  при  $t = 2400^\circ\text{C}$ .

При  $\alpha = 0,9$  знаходимо

$$|\mu c_v|_{t=0}^{t=2400^\circ} = 29,393 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль} \cdot \text{град}}.$$

тоді

$$(U''_z)_{t=2400} = 29,393 \cdot 2400 = 70543 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}.$$

Шукане значення температури згоряння, відповідне отриманому значенню  $U''_z = 68270 \frac{\text{кДж}}{\text{кмоль}}$ , знаходиться в інтервалі температур  $2300^\circ\text{C} < t_z < 2400^\circ\text{C}$ . Приймаючи, що при зміні температури від  $2300$  до  $2400^\circ\text{C}$   $U''_z = f(t)$  змінюється лінійно отримаємо  $t = 2340^\circ\text{C}$  ( $T = 2613^\circ\text{K}$ ).

Температуру  $t_z$  можна підрахувати, користуючись значеннями  $U''_z = f(a)$  з табл.9

Якщо прийняті значення  $\alpha$  не відповідають наявним в табл. 9, то  $t_z$  слід визначати за наведеним вище методом через теплоємність суміші. Для орієнтовних розрахунків допустимо користуючись в межах зміни  $\alpha$  на  $0,1$  застосовувати лінійну залежність  $U''_z = f(a)$

Розрахунковий тиск кінця згоряння

$$P_z = \mu \frac{T_z}{T_c} P_c \quad (3.23)$$

$$P_z = \mu \frac{T_z}{T_c} P_c = 1,07 \frac{2613}{675} 1,26 = 5,21 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}.$$

Ступінь підвищення тиску

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} \quad (3.24)$$

$$\lambda = \frac{p_z}{p_c} = \frac{5,21}{1,26} = 4,14.$$

Максимальний тиск циклу з урахуванням округлення діаграми

$$P'_z = 0,85 P_z \quad (3.25)$$

$$P'_z = 0,85 P_z = 4,44 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}.$$

8. Параметри процесу розширення. Задамося показником полтропи розширення  $n_2 = 1,24$ .

Тиск кінця розширення

$$P_b = \frac{P_2}{\varepsilon^{n_2}} \quad (3.26)$$

$$P_b = \frac{P_2}{\varepsilon^{n_2}} = \frac{5,21}{7,5^{1,24}} = 0,43 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}.$$

Температура кінця розширення

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} \quad (3.27)$$

$$T_b = \frac{T_z}{\varepsilon^{n_2-1}} = \frac{2613}{7,5^{0,24}} = 1620^\circ K.$$

9. Середній індикаторний тиск циклу

$$(P_l)_{HC} = P_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon-1} \left[ \frac{\lambda}{\varepsilon^{n_2-1}} \left( 1 - \frac{1}{(\varepsilon^{n_2-1})} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left( 1 - \frac{1}{(\varepsilon^{n_1-1})} \right) \right] \quad (3.28)$$

$$(P_l)_{HC} = P_a \frac{\varepsilon^{n_1}}{\varepsilon-1} \left[ \frac{\lambda}{\varepsilon^{n_2-1}} \left( 1 - \frac{1}{(\varepsilon^{n_2-1})} \right) - \frac{1}{n_1-1} \left( 1 - \frac{1}{(\varepsilon^{n_1-1})} \right) \right] = 0,085 \frac{7,5^{1,94}}{7,5-1} \left[ \frac{4,14}{1,24-1} \left( 1 - \frac{1}{7,5^{0,24}} \right) - \frac{1}{1,34-1} \left( 1 - \frac{1}{7,5^{0,34}} \right) \right] = 1,0 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}.$$

Прийmemo коефіцієнт скруглення індикаторної діаграми  $\varphi_l = 0,97$ , тоді дійсний середній індикаторний тиск буде дорівнювати

$$P_i = 0,97 \cdot 1,0 = 0,97 \frac{\text{МН}}{\text{м}^2}.$$

10. Основні показники циклу. Частка індикаторного тиску, витраченого на тертя і привід допоміжних механізмів:

$$P_M = 4 \cdot 10^4 + 1,35 \cdot 10^4 c_n \frac{\text{Н}}{\text{М}^2}.$$

Прийmemo, що середня швидкість поршня  $c_n = 12 \frac{\text{М}}{\text{сек}}$ , тоді

$$P_M = 4 \cdot 10^4 + 1,35 \cdot 10^4 \cdot 12 = 2 \cdot 10^5 \frac{\text{Н}}{\text{М}^2} = 0,2 \frac{\text{МН}}{\text{М}^2}.$$

Середнє ефективне значення тиску циклу

$$P_e = P_i - P_M \quad (3.29)$$

$$P_e = P_i - P_M = 0,97 - 0,2 = 0,77 \frac{\text{МН}}{\text{М}^2}.$$

Механічний ККД

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_M} \quad (3.30)$$

$$\eta_M = \frac{P_e}{P_M} = \frac{0,77}{0,97} \approx 0,8.$$

Питома індикаторна витрата палива

$$g_i = 3600 \frac{\eta_v \rho_o}{P_i \alpha l_o} \quad (3.31)$$

$$g_i = 3600 \frac{\eta_v \rho_o}{P_i \alpha l_o} = 3600 \cdot 0,78 \cdot \frac{1,208}{0,97 \cdot 0,9 \cdot 14,87} = 260 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Питома ефективна витрата палива

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} \quad (3.32)$$

$$g_e = \frac{g_i}{\eta_M} = \frac{260}{0,8} = 325 \frac{\text{г}}{\text{кВт} \cdot \text{ч}}.$$

Індикаторний ККД циклу ( $g_i$  в  $\frac{\text{г}}{(\text{л.с.ч})}$  и  $H_u$  в МДж/кг)

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} \quad (3.33)$$

$$\eta_i = \frac{3600}{g_i H_u} = \frac{3600}{260 \cdot 44} = 0,31.$$

Ефективний ККД циклу

$$\eta_e = \eta_i \eta_m \quad (3.34)$$

$$\eta_e = \eta_i \eta_m = 0,31 \cdot 0,8 = 0,248.$$

Годинні витрати палива

$$G_T = g_e N_e \quad (3.35)$$

$$G_T = g_e N_e = 320 \cdot 10^{-3} \cdot 75 \approx 24,4 \text{ кг/год.} = 32,5 \text{ л/год.}$$

В тому числі:

Бензину –  $G_I = 24,4 \cdot 0,3 = 7,32 \text{ кг/год.} = 7,32 / 0,75 = 9,76 \text{ л/год.};$

Газу –  $G_I = 24,4 \cdot 0,7 = 17,08 \text{ кг/год.} = 17,08 / 0,7 = 24,4 \text{ м}^3 / \text{год.}$

11. Основні розміри двигуна. Робочий об'єм двигуна [з формули (257)]

$$iV_h = \frac{30Ne_\tau}{Pe_n} \quad (3.36)$$

$$iV_h = \frac{30Ne_\tau}{Pe_n} = \frac{900 \cdot 102}{0,77 \cdot 4800} = 2,44 \text{ л.}$$

Враховуючи кількість циліндрів  $i=6$ , знайдемо робочий об'єм одного циліндра

$$V_h = 0,406 \text{ л.}$$

Позначимо  $\frac{S}{D} = K$ , тоді

$$V_h = \frac{\pi}{4} D^2 S = \frac{\pi}{4} D^3 K. \quad (3.37)$$

Звідси діаметр циліндра буде визначатись за наступною залежністю

$$D = \sqrt[3]{\frac{4V_h}{\pi K}} = \sqrt[3]{\frac{4 \cdot 0,406}{\pi K}} = \sqrt[3]{\frac{0,517}{K}}; \quad (3.38)$$

Прийmemo  $K = 0,9$  (короткоходовий двигун), тоді отримаємо

$$D = \sqrt[3]{\frac{0,517}{0,9}} = 83 \text{ мм};$$

$$S = 0,9 \cdot 83 = 75 \text{ мм.}$$

приймемо

$$D = 84 \text{ мм,}$$

$$S = 74 \text{ мм,}$$

$$V_h = 0,41 \text{ и } iV_h = 2,46 \text{ л.}$$

Середня швидкість поршня

$$c_n = \frac{S_n}{30} \quad (3.39)$$

$$c_n = \frac{S_n}{30} = \frac{0,074 \cdot 4800}{30} = 11,8 \text{ м/сек.}$$

### 3.3 Орієнтовний економічний ефект від переведення автомобіля на комбіноване паливо

#### 1. Вартість бензину

$$1.1 \text{ A-80 } C_{A-80} = 19,76 \frac{\text{грн}}{\text{л}}$$

$$1.2 \text{ A-95 } C_{A-95} = 26,95 \frac{\text{грн}}{\text{л}}$$

#### 2. Вартість газу

з 01.03.2020р.

$$2.1 \text{ } C_{\text{газ}} = 4,662 \frac{\text{грн}}{\text{м}^3}$$

#### 3. Витрати бензину (автомобіль на бензин марки А-95)

$$3.1 \text{ } V_{A-95} = 32,5 \frac{\text{л}}{\text{год}}$$

#### 4. Витрати палива на 2-паливному двигуні

$$4.1 \text{ Бензин A-80 } V_{A-80} = 9,76 \frac{\text{л}}{\text{год}}$$

$$4.2 \text{ Газ(CH}_4\text{)} V_{\text{газу}} = 34,4 \frac{\text{м}^3}{\text{год}}.$$



## 5. Затрати на паливо

### 5.1 1-паливо двигун

$$\Pi_{1п} = V_{A-95} \cdot \Pi_{A-95} \quad (3.40)$$

$$\Pi_{1п} = 32,5 \cdot 26,35 = 856,4 \frac{\text{грн}}{\text{год}}$$

### 5.2 2-паливо двигун

$$\Pi_{2п} = V_{A-80} \cdot \Pi_{A-80} + V_2 \cdot \Pi_2 \quad (3.41)$$

$$\Pi_{2п} = 9,76 \cdot 19,76 + 24,4 \cdot 4,622 = 306,6 \frac{\text{грн}}{\text{год}}$$

### Економія коштів

$$\Delta \Pi = \Pi_{1п} + \Pi_{2п} \quad (3.42)$$

$$\Delta \Pi = 856,4 - 306,6 = 549,8 \text{ грн/годину.}$$

## 3.4 Виновки до розділу 3

Переведення автомобіля потужністю 75кВт (102 к.с.) на комбіноване бензогазове паливо забезпечує економію експлуатаційних затрат при номінальній потужності та вартості паливних ресурсів на грудень 2019 р. близько 550 грн/годину.

## 4 КОМП'ЮТЕРНЕ МОДЕЛЮВАННЯ ФОРСУНКИ В СИСТЕМІ SOLIDWORKS

### 4.1 Розробка фізичної моделі

Для комбінованої бензогазової паливної системи двигуна з іскровим запалюванням, була розглянута можливість використання форсунки, схема якої показана на рисунку 4.1.

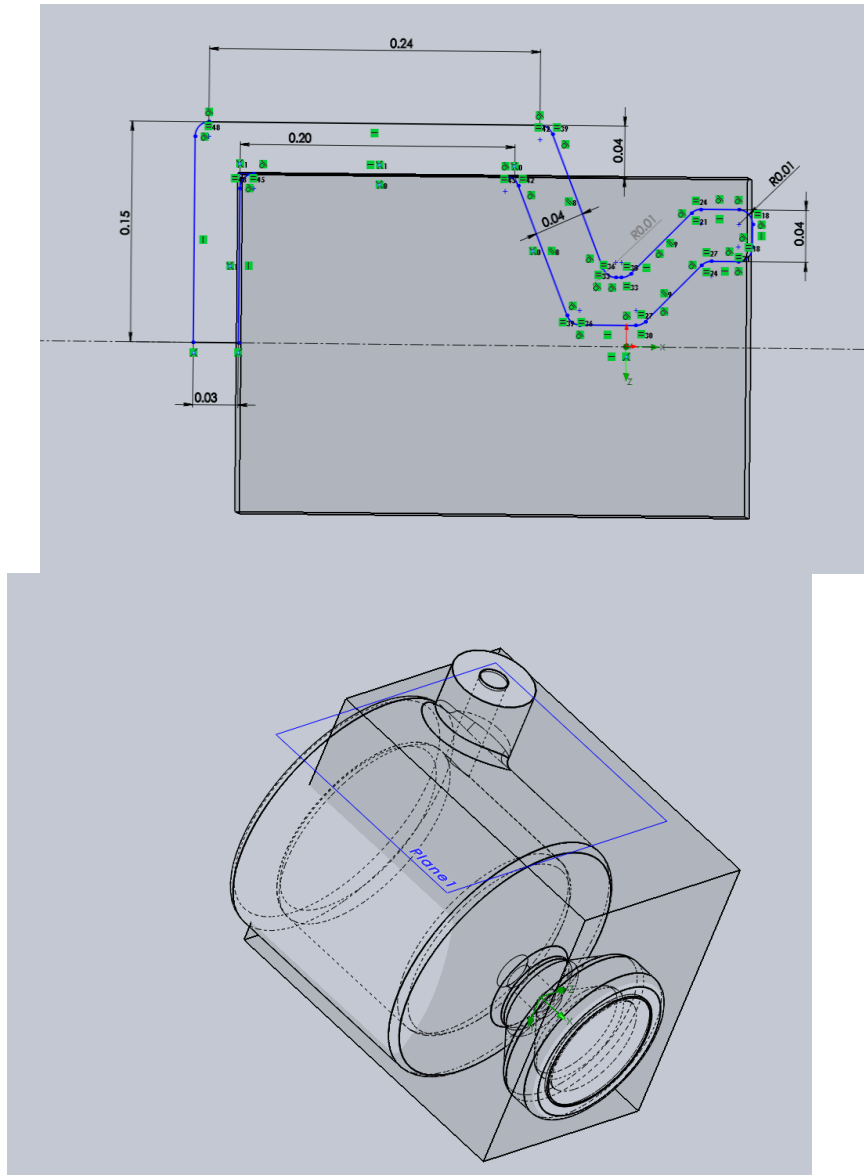


Рисунок 4.1-Креслення форсунки

Додайте сюди вигляд форсунки в 3D з розрізом по центру, щоб було зрозуміло, яка її конструкція

## 4.2 Дослідження форсунки

Ми використовуємо Solidworks, щоб побудувати 3D-модель відцентрової форсунки для розпилення палива. В результаті комп'ютерного обчислення отримано дані про розподілення тиску та поле швидкості потоку рідини всередині форсунки.

Витрата і тиск (граничні параметри) вибиралися з умов реальної експлуатації аналогічних форсунок: витрата палива на виході з форсунки  $V=0,00015\text{m}^3/\text{s}$ , а тиск повітря на виході, перед робочим форсунки  $p = 101325\text{ Па}$ .

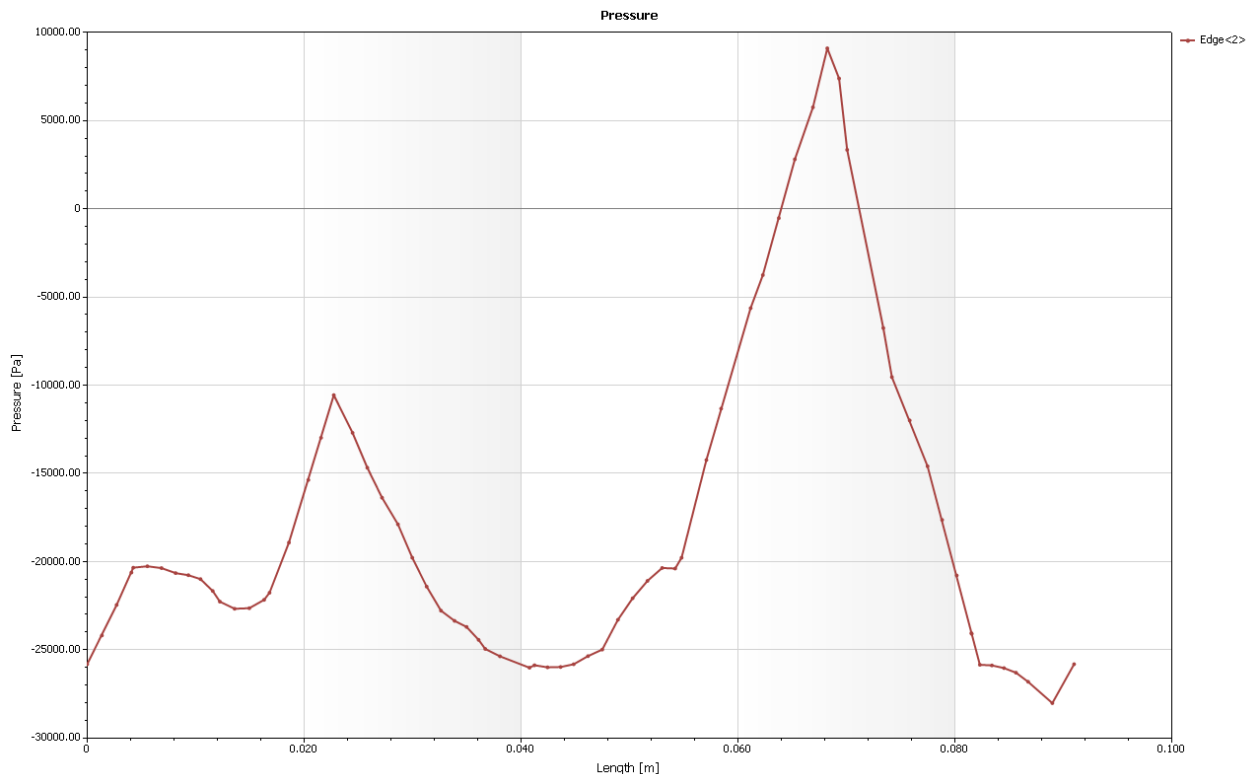


Рисунок 4.2 – Зміна тиску по форсунки

За результатами розрахунку в системі SolidWorks Flow Simulations, показано можливість роботи запропонованої конструкції для розпилення палива в бензогазових системах живлення.

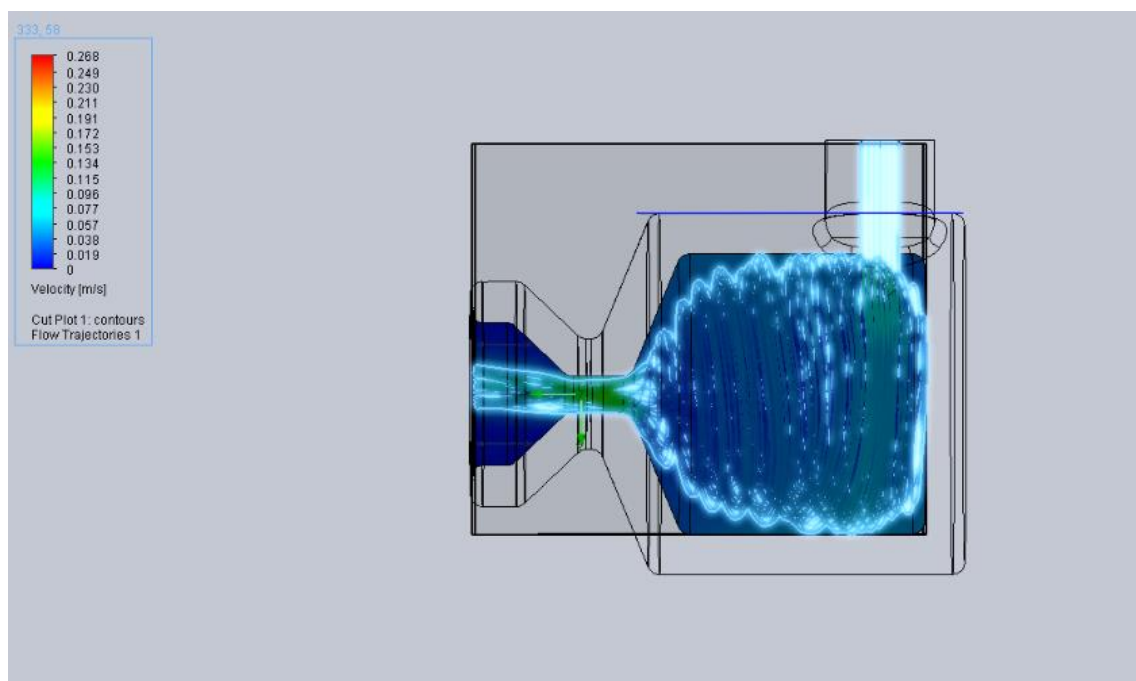


Рисунок 4.3 – Розподіл швидкості потоку по проточній частині форсунки

## 5 РОЗРОБКА СТАРТАП-ПРОЕКТУ

### 5.1 Резюме проекту

Проектом пропонується підвищення надійності роботи двигуна і збільшення детонаційної стійкості палива за рахунок розробки комбінованої бензогазової паливної системи двигуна з іскровим запалюванням. В результаті впровадження проекту зменшується витрата більш дорогого бензину за рахунок його заміщення більш дешевим природним газом. Крім того покращуються екологічні показники, а також ефективність двигуна.

У порівнянні з існуючими аналогами проект забезпечує більшу економію палива, вищі економічні показники, а також зменшує негативний вплив на екологію довкілля.

Термін окупності проекту складає 12...18 місяців. Через відсутність коштів, необхідні часткові інвестиції. Можливий дохід за 3 роки складе близько 250 тис. грн. , подальше впровадження проекту є доцільним, адже існуючий ринок є досить великим (Парк легкових та вантажних бензинових автомобілів).

### 5.2 Автори проекту

В таблиці 5.1 – Автори проекту, наведені всі автори, що беруть участь у проекті:

Таблиця 5.1 – Автори проекту

Прізвище, ім'я, по батькові	Місце роботи (для студентів – факультет, група), адреса ел. пошти	Підпис
Петренко Валерій Георгійович	НТУУ «КПІ» імені І.Сікорського, ТЕФ, к.т.н., с.н.с.	
Барабаш Петро Олексійович	НТУУ «КПІ» імені І.Сікорського, ТЕФ, к.т.н., доц.	
Соломаха Андрій Сергійович	НТУУ «КПІ» імені І.Сікорського, ТЕФ, к.т.н., асистент.	
Лю Ян	НТУУ «КПІ» імені І.Сікорського, ТЕФ, магістрант	

### 5.3 Види та спрямованість проекту

Вид проекту (підкреслити необхідне):

- дослідно-конструкторська робота
- дослідно-технологічна робота

Спрямованість проекту (підкреслити необхідне):

- Виробництво конкурентоспроможної продукції на ринках у всьому світі
- Виробництво конкурентоспроможної продукції на ринках у Україні
- Сучасність з технічною базою
- Підвищення якості продукції, що випускається
- збільшення обсягів виробництва
- економія енергоресурсів

### 5.4 Аналіз ідеї проекту.

Зміст ідеї

В таблиці 5.2 – Аналіз ідеї проекту, наведено основні ідеї та напрямки, а також вигода для користувача:

Таблиця 5.2 – Аналіз ідеї проекту

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Розробка бензогазової паливної системи двигуна з іскровим запалюванням, для більшої економії палива, вищих показників к.к.д, а також кращих екологічних показників.	1. розробки комбінованої бензогазової паливної	зменшення його витрати
	2. Підмішування природного газу у комбінованій бензогазовій паливній системі двигуна з іскровим запалюванням	Збільшення коефіцієнта корисної дії двигуна Зменшення шкідливих викидів

Визначення характеристик ідеї проекту.

В таблиці 5.3 наведені характеристики ідеї проекту, наведено сильні та слабкі сторони у порівнянні з найближчими конкурентами:

Таблиця 5.3 – Характеристики ідеї проекту

Техніко- економічні х-ки ідеї	Продукція конкурентів			W (слабка сторона)	N (нейтральн а сторона)	S (сильна сторона)
	Мій проект	Конкурент 1 <b>Aquamist</b>	Конокурент 2 <b>Bosh</b>			
Економія палива, %	6	3	5,5	-	-	✓
Збільшення к.к.д., %	2,5	3	2,5	-	-	✓

Основою їхньої конкурентоспроможності є визначений перелік слабких, сильних і нейтральних характеристик і характеристик потенційних концепцій продукту.

### 5.5 Концепція проекту по технологічного аудиту

Проводиться аудит технології, за допомогою якої можна реалізувати ідею проекту (технології створення товару, надання послуги).

Визначення технічної доцільності концепції проекту передбачає аналіз таких складових (таблиця 5.4):

- Яка технологія буде використовуватися для виготовлення товарів за концепцією проекту?
- Чи є така технологія, або ж вона повинна бути розроблена/завершена?
- Чи є ці технології доступними для авторів проекту?

Таблиця 5.4 – Концепція проекту по технологічного аудиту

Ідея для проекту	Технології та її реалізація	Наявність	Доступність
Зменшення витрати бензину частковим його заміщенням газом	Виготовлення комбінованої бензо-газової паливної; а також його встановлення на об'єкті	Наявні	Доступні
Збільшення к.к.д. за рахунок підвищення детонаційної стійкості палива	Виготовлення форсунок малих розмірів, встановлення на ДВЗ	Наявні	Доступні
Обрана технологія реалізації ідеї проекту: Зменшення витрати палива за рахунок підмішування вологого повітря.			

### 5.6 Правове забезпечення ідеї проекту.

Визначається рівень захисту основних складових ідеї проекту (таблиця 5.5).

Таблиця 5.5 – Правове забезпечення ідеї проекту

Реєстраційний номер патенту, країна	Назва патенту	Автор патенту	Наявність прав використання	Монопольність використання
№33678 А	Система живлення двигуна внутрішнього згоряння	Петренко Валерій Георгійович	✓	ні

### 5.7 Висновок щодо науково-технічного рівня ідеї (необхідне підкреслити):

- в світі немає аналогів або краща за існуючі аналоги
- Найбільш підійдуть аналоги для основних показників, які зараз доступні в Україні



## Аналіз ринкових можливостей запуску проекту

### 5.8 Характеристика потенційних споживачів.

Визначається характеристика потенційного споживача проекту (Таблиця 5.6).

Таблиця 5.6 - Характеристика потенційного споживача

Потреба, що формує ринок	Цільова аудиторія	Особливості поведінки споживачів	Вимоги споживачів до товару
Економія палива	Власники сучасних автомобілів всіх марок	Найменші витрати у порівнянні з отриманою вигодою, надійність експлуатації продукту	- до продукції Висока надійність та ефективність, безпечність експлуатації - до компанії постачальника Надійність, сервісні послуги, кваліфікований персонал

### 5.9 SWOT-аналіз проекту.

Перелік сильних та слабких сторін проекту (Таблиця 5.7)

Таблиця 5.7 – Аналіз сильних та слабких сторін проекту

<p><b>Сильні сторони (S):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– висока економія рідкого палива;</li> <li>– високе підвищення к.к.д.;</li> <li>– простота використання;</li> <li>– низька вартість.</li> </ul>	<p><b>Слабкі сторони (W):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– необхідність заміни елементів.</li> </ul>
<p><b>Можливості (O):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Встановлення на любых автомобілях</li> <li>– При невеликому доопрацюванні можливе застосування на інших типах транспортних засобів</li> </ul>	<p><b>Загрози (T):</b></p> <ul style="list-style-type: none"> <li>– Вихід з ладу обладнання</li> <li>– Зміна зовнішньої політики</li> <li>– Знецінення природного газу</li> </ul>

### 5.10 Обґрунтування економічних параметрів проекту.

#### Визначення ціни

Експертним методом визначається ціна продукції з огляду на ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також рівень доходів цільової групи споживачів (таблиця 5.8).

Таблиця 5.8 – Визначення ціни проекту

Рівень по ціну на товари-замінники	Рівень по ціну на товари-аналоги	Рівень споживання спожвчої групи	Верхня та нижня межі встановлення ціни на продукцію	Розрахункова ціна продукції
Близько 35000 грн.	Близько 28000 грн.	невідомий	11000-33000 грн.	18500 грн. (на вересень 2020р.)

#### Визначення обсягу виробництва продукції.

Експертним методом визначається обсяг виробництва продукції з огляду на ціни на товари-аналоги або товари субститути, а також рівень доходів цільової групи споживачів (таблиця 5.9).

Таблиця 5.9 – Визначення обсягу виробництва продукції.

Показник	Значення по роках				
	2020	2021	2022	2023	2024
Загальна потреба в продукції	5	20	100	-	-
Можливі річні обсяги випуску в натуральних показниках	5	20	100	-	-
Ціна одиниці продукції (тис. грн.)	7,0	6,0	5,0	-	-
Річні обсяги випуску в вартісних показниках (тис. грн.)	35	120	500	-	-

### 5.11 Планування проекту

Визначаються першочергові витрати, необхідні для запуску проекту – ті, що передують основній діяльності та мають бути понесені для її реалізації.

Таблиця 5.10 – Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат

Стаття витрат	Сукупні витрати за період, тис. грн.				
	2020	2021	2022	2023	2024
Загальногосподарські витрати	135	194	232	-	-
Витрати на оренду та утримання приміщень, споруд, обладнання	100	150	180	-	-
витрати на зв'язок	2	4	5	-	-
витрати на паливо та електроенергію	25	30	35	-	-
витрати на водопостачання	8	10	12	-	-
Витрати на збут	-	-	-	-	-
Витрати на просування та рекламу	-	-	-	-	-
Витрати на матеріальні ресурси	100	150	200	-	-
матеріали	70	100	150	-	-
комплектуючі	-	-	-	-	-
сировина	30	50	50	-	-
Витрати на оплату праці	70	100	150	-	-
адміністративного персоналу	20	30	50	-	-
промислово-виробничого персоналу	50	70	100	-	-
Разом	305	444	582	-	-

Таблиця 5.11 – Розрахунок загальних початкових інвестиційних витрат.

Назва етапу	Строки виконання	Обсяги фінансування, тис. грн.
Проведення НДДКР	Липень 2020	20
Придбання ліцензій та патентів	Серпень 2020	30
Придбання технології	Вересень 2020	25
Придбання устаткування	Жовтень 2020	20
Придбання сировини та комплектуючих	Листопад 2020	25
Пусконаладжувальні роботи	Грудень 2020	35
Витрати на управління	-	10
Початкові виробничі витрати	-	10
Інші витрати	-	5
Разом	Грудень 2020	180

## Розрахунок загальних витрат на реалізацію проекту по роках

Визначаються витрати, необхідні для реалізацію проекту по роках (виробництво продукції, надання послуг тощо).

Таблиця 5.12 - Розрахунок загальних витрат на реалізацію проекту по роках

Показник	Значення по роках					Разом
	2020	2021	2022	2023	2024	
Інвестиційні витрати (п.	<b>90</b>			-	-	<b>90</b>
Виробничі витрати	<b>135</b>	<b>54</b>	<b>32</b>	-	-	<b>121</b>

Продовження таблиці 5. 12

Обсяг загальних витрат, в тому числі за рахунок	<b>225</b>	<b>54</b>	<b>32</b>	-	-	<b>311</b>
– власних коштів	<b>25</b>	<b>54</b>	<b>32</b>	-	-	<b>106</b>
– кредиту	<b>100</b>	-	-	-	-	<b>100</b>
– коштів інвестора	<b>100</b>	-	-	-	-	<b>100</b>

Календарний план робіт за проектом з розподілом коштів між виконавцями

Визначаються витрати, необхідні для реалізацію проекту по роках.

Таблиця 5.13 - Календарний план робіт за проектом з розподілом коштів між виконавцями

Найменування етапу робіт	Термін виконання початок - закінчення (місяць, рік)	Головна організація – виконавець, співвиконавці	Обсяги фінансування за рахунок			Результат
			власних коштів, тис. грн	Кредиту, тис. грн	коштів інвестора	
Розробка нормативної документації	Липень 2020-серпень 2020	АДІС	10	-	-	Готова до впровадження технологія
Виготовлення продукції	Вересень 2020	АДІС	-	50	-	Виготовлення зразка продукції
Встановлення продукції на об'єкті	Жовтень 2020-грудень 2020	АДІС	-	50	-	Встановлена продукція, кінець проекту

## 5.12 Прогнозування фінансово-економічної ефективності проекту

Визначення беззбитковості проекту

Точка беззбитковості відображає обсяг виробництва інноваційної продукції, при досягненні якого виручка від реалізації покриває сумарні витрати на її виробництво. Розрахунок точки беззбитковості проводиться за формулою:

$$T_{\text{б}} = \frac{C}{P - V}, \quad (5.1)$$

де  $C$  – постійні витрати на весь обсяг продукції (ті, які не залежать від обсягу виробництва продукції – загальногосподарські витрати та витрати на оплату праці);

$P$  – ціна одиниці продукції;

$V$  – змінні витрати на одиницю продукції (ті, які пропорційно залежать від обсягу виробництва продукції – витрати на матеріальні ресурси);

Формування грошового потоку від реалізації проекту.

Чистий дисконтований дохід (NPV, Net Present Value) – це різниця між надходженнями за весь період інноваційного проекту та інвестиціями в проект.

Таблиця 5.14 - Формування грошового потоку від реалізації проекту

Показник	Значення по роках						Разом
	2020	2021	2022	2023	2024	2025	
Надходження від проекту (виручка від реалізації продукції, послуг) (D)	-	<b>60</b>	<b>120</b>	<b>180</b>	-	-	<b>360</b>
Загальні витрати (I), в тому числі	-	<b>135</b>	<b>54</b>	<b>32</b>	-	-	<b>211</b>
Грошовий потік ( $3 = 1 - 2$ ) (CF)	-	<b>55</b>	<b>6</b>	<b>3</b>	-	-	(NPV)
Акумуляований грошовий потік (ACF)	-	<b>55</b>	<b>61</b>	<b>64</b>	-	(NPV)	-

Якщо  $NPV > 0$  протягом розрахункового періоду – інноваційний проект доцільно прийняти. Якщо  $NPV < 0$  – інноваційний проект є збитковим, приймати його недоцільно. Якщо  $NPV = 0$  – проект не є ані збитковим, ані прибутковим. У такому випадку прибутковість підприємства в цілому не зміниться, однак позитивним може бути збільшення масштабу підприємства.

Розрахунок індексу рентабельності інвестицій в проект

Характеризує рівень грошового потоку, що припадає на одиницю інноваційних витрат і обчислюється за формулами:

а) якщо інвестиція здійснюється одноразово:  $ROI = \sum_T D_t / I$ ,

б) якщо інвестиція здійснюється протягом ряду років:  $ROI = \sum_T D_t / \sum_T I_t$ ,

$D_t$  – надходження у відповідному періоді,

$I$  – разова інвестиція,

$I_t$  – інвестиція у відповідному періоді.

$ROI > 1$  – інноваційний проект доцільно прийняти.

Період окупності інвестицій.

$T_{ок}$  – це розрахунковий термін від початку реалізації проекту, починаючи з якої акумульований грошовий потік (ACF) приймає стійке позитивне значення. Іншими словами, це період (у місяці, чверті або роки), який додає початкові інвестиції та інші витрати, пов'язані з інвестиційним проектом з цього періоду.

Термін окупності розраховується за формулою:

$$T_{ок} = t + \frac{|ACF_{t-}|}{|ACF_{T-}| + A|CF_{T+}|}, \quad (5.2)$$

де  $t$  – останній періоду реалізації проекту, при якому акумульований грошовий потік (різниця накопиченого доходу і витрат) приймає від'ємне значення – у формулі зазначається порядковий номер періоду від початку фінансування);

$ACF_{t-}$  – це остання від'ємна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.);

$NCF_{t+}$  – це перша позитивна різниця накопиченого доходу та витрат (грн.).

Термін окупності складає менше 1 року.

### 5.13 Висновок про комерційну, фінансово-економічну ефективність

Проект є доцільним, оскільки в зв'язку з високою ціною на рідке паливо, а також дивлячись на застарілу технічну базу у галузі теплоенергетики України. Термін окупності складає менше 1 року.

З огляду на характер конкуренції, м. Портер вказує на п'ять основних чинників, які впливають на привабливість вибору ринку.

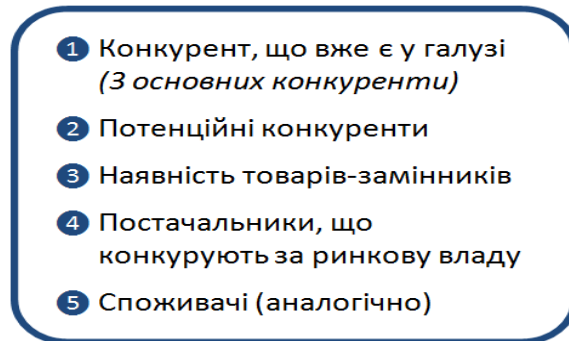


Рисунок 5.1 - Складові моделі п'яти сил М. Портера

Міцна позиція фірми по кожному фактору означає, що вона може забезпечити необхідний оборот капіталу та впливати на інших учасників ринку. Характеристики моделі факторів варіюються від промисловості до промисловості і змінюватися з плином часу. Міцність кожного фактора залежить від структури галузі та її техніко-економічних характеристик. На основі аналізу компонентних моделей розроблено перелік чинників конкурентоспроможності ринку проектів.



## ВИСНОВКИ

Одним із перспективних замінників традиційних моторних палив є СПГ. Разом з тим його широке застосування викликає багато проблем. Тому актуальною є проблема розробки таких систем живлення, які б поєднували позитивні якості традиційних бензинових систем і перспективних газових систем живлення ДВЗ. Це дозволить покращити екологічні показники двигуна та розширити використання СПГ як моторного палива. Дисертаційна робота присвячена розробці трипаливної бензогазової технології живлення ДВЗ іскровим запалюванням.

Розроблено принципову схему трипаливної системи живлення ДВЗ з іскровим запалюванням. Система забезпечує роботу автомобільного двигуна, на бензині А-80, стиснутому природному газі, а також на бензогазовій суміші низькооктанового бензину (ОЧ=52...60 од.) з домішкою СПГ.

Результати стендових випробувань двигуна з дослідною БГСЖ показали, що за бензогазового режиму системи заміщення бензину газом в навантажувальних режимах змінюється в межах 0...39%.

Встановлено, що застосування універсальної системи живлення не призвело до погіршення паливної економічності двигуна і автомобіля. Витрата палива в теплових одиницях для всіх режимів роботи системи залишилась практично незмінною.

Встановлено, що перехід до трипаливної системи живлення дозволяє покращити екологічні показники автомобіля.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНОЇ ЛІТЕРАТУРИ

1. Автомобільні двигуни: Підручник./ Ф.І.Абрамчук, Ю.Ф.Гутаревич, К.Є.Долганов, І.І.Тимченко – К.: Арістей, 2004. – 476 с.
2. Автомобильный справочник BOSCH. – М.: ЗАО КЖИ «За рулем», 2002. -896 с
3. Автомобильные двигатели/ В. М. Архангельский, М. М. Вихерт, А. Н. Воинов и др.; Под ред. М. С. Ховаха. М.: Машиностроение, 1977. - 591 с.
4. Основи теорії та конструкції автомобільних двигунів:друге видання :навч.посібник / В.І.Захарчук. – Луцьк: Машиностроение,2011.-236с.
5. Number of passenger cars and commercial vehicles in use worldwide from 2006 to 2015 in (1,000 units) [Електронний ресурс] // Statista: [сайт]. [2015]. URL: <https://www.statista.com/statistics/281134/number-of-vehicles-in-use-worldwide/>.
6. Statistical Review of World Energy June 2017 [Електронний ресурс] // BP Global: [сайт]. [2017]. URL: [https://www.bp.com/content/dam/bp-country/de\\_ch/PDF/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf](https://www.bp.com/content/dam/bp-country/de_ch/PDF/bp-statistical-review-of-world-energy-2017-full-report.pdf).
7. INTERNATIONAL ENERGY STATISTICS [Електронний ресурс] // Eneergy International Agency: [сайт]. [2017]. URL: [https://www.eia.gov/beta/international/rankings/#?product=57-6&cy=2017&pid=57&aid=6&tl\\_id=6-A&tl\\_type=a&v=B](https://www.eia.gov/beta/international/rankings/#?product=57-6&cy=2017&pid=57&aid=6&tl_id=6-A&tl_type=a&v=B).
8. Переобладнання дизеля в газодизель, як можливість розширення паливної бази автомобільного транспорту / С.Ковбасенко, В.Петренко, С.Гутаревич, А.Голик. // Вісник. Науково-технічний збірник №1 (37). Серія «Технічні науки». НТУ. – К: 2017. – с.154-160.
9. Смесь бензина с природным газом в качестве моторного топлива / Н.А.Дикий, В.Г. Петренко. // Газовая промышленность 1997. - № 11. – с. 65-67.
10. Улучшение показателей топливной экономичности и токсичности двигателей с искровым зажиганием при использовании альтернативных топлив: Автореф. / С.И. Скибарко. Науково технічний збірник: Москва, 1995.
11. Gou M., Detung B., Guerneer C., St-Germain P. Performance of a single cylinder engine fueled by a mixture of natural gas and gasoline // SAE Tehn. Paper Ser. –1990.–№ 900585.–p.1–7.

12. Экотехнологии и ресурсосбережение./ Применение природного газа для регулирования детонационной стойкости бензинов на автотранспорте Украины //–1993.–№5.–с.25–33.
13. Экологическая безопасность использования газового топлива / В.А. Бондарь , А.И.Пятничко, Г.А.Быков, И.Н. Карп // Москва: «АвтоГазоЗапавочный Комплекс + Альтернативное топливо». -2003.-№2.-с.64-67.
14. Чириков К.Ю. Экологическая безопасность использования газомоторного топлива / К.Ю Чириков, Б.В.Будзуляк, Васильев Ю.Н. // Газовая промышленность.–1993.–№9.–с.28–30.
15. Устименко И. С. Альтернативное топливо – низкооктановый бензин с добавкой газа / И.С. Устименко, А.В. Липовский, В.А. Рубцов, В.Г. Кононенко // Автошляховик України. – 1990.–№4.–с.48–50.
16. Разработка и исследование универсальной системы питания транспортных двигателей с искровым зажиганием :підручник / Ю. Ф. Гутаревич, А. Г. Говорун, А. А. Корпач, Н. Н. Скалыга // Автошляховик України. –1994.–№2.–с.12–15.
17. Дикий М. О. Інжекторна бензогазова система живлення автомобільного ДВЗ / М.О.Дикий, В.Г. Петренко // Системні методи керування, технологія та організація виробництва, ремонту та експлуатації автомобілів: Зб. Наук. Пр. – К.: УТУ, ТАУ. – 2002. – вип.13 – С. 175-182.
18. Петренко В. Г. Підвищення ефективності та екологічних показників автомобільних ДВЗ шляхом застосування трипаливної бензогазової технології : Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук: Спеціальність 05.05.03 «Двигуни та енергетичні установки»./ В.Г.Петренко – К., 2012. – 189 с.
19. Двигатели внутреннего сгорания. В 3 кн./Под ред. В. Н. Луканина. М.: Высш. шк., 2005
20. Двигатели внутреннего сгорания. Теория поршневых и комбинированных двигателей / Под ред. А. С. Орлина, М. Г. Круглова. М.: Машиностроение,1983. - 375 с.
21. Кульчицкий А.Р. Токсичность автомобильных и тракторных двигателей: Підручник / А.Р.Кульчицкий М.: Академический проект, 2004. - 400 с.
22. Коденцев В.Й.Двигуни внутрішнього згоряння./ В.Й Коденцев., І.К.В`язовський, І.С.Онопрієнко. – К.:Вища шк., 1974. – 271 с.
23. Системы управления дизельными двигателями. Перевод с немецкого. М.: ЗАО „КЖИ „За рулем”, 2004.- 480 с.

24. Топливная аппаратура автотракторных двигателей/ Под общ.ред.В.И.Крутова. – М.: Машиностроение, 1985. – 208 с.
25. Екологія автомобільного транспорту: Підручник/ Ю.Ф .Гутаревич, Д.В .Зеркалов, А.Г Говорун і ін. – К.: Основа, 2002. – 312 с.
26. Твег Р. Системы впрыска бензина/ Р. Твег. – М.: Издательство „За рулем”,1996. – 144с.
27. Покровский Г.П. Электроника в системах подачи топлива автомобильных двигателей / Г. П. Покровский - М.: Машиностроение, 1990. - 176с.
28. Сига Х. Введение в автомобильную электронику/ Х.Сига, С.Мидзумани – М.: Мир, 1989 – 232с.
29. Савастенко А.А. Топливные насосы высокого давления распределительного типа :Підручник/ А.А Савастенко., М.В. Эммиль. Л.Н. Голубков– М.: «Легион-Автодата», 2000.– 176 с.
30. Захарчук В.І. Всережимно-однорежимний регулятор на автомобільному дизелі/ В.І. Захарчук // Удосконалення конструктивних та експлуатаційних показників автомобілів і дорожніх машин: Зб. наук. праць – К.: УТУ.- 1998.- с.160-161.
31. Захарчук В.І. Перспективи переобладнання дизелів у газові двигуни з ісровим запалюванням/ В.І. Захарчук //Сучасна автомайстерня. – 2008 р. - №7-8.

## Додаток А

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

Декан теплоенергетичного  
факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського

\_\_\_\_\_  
(ініціали, прізвище)  
«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ЗАТВЕРДЖУЮ**

\_\_\_\_ Головний інженер \_\_\_\_\_  
(керівник підприємства,  
\_\_\_\_ ТОВ « НВТ АДІС » \_\_\_\_\_  
організації )

\_\_\_\_ О. О. Ладан \_\_\_\_\_  
(ініціали, прізвище)  
«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 20\_\_ р.

**ТЕХНІЧНЕ ЗАВДАННЯ**

на науково-дослідну роботу

« Підвищення економічних та екологічних показників двигунів внутрішнього згоряння з іскровим запалюванням » \_\_\_\_\_

**1. Термін виконання роботи**

Початок – 01.09. 2019 р.  
Закінчення – 16.05. 2020 р.

**2. Обґрунтування для виконання роботи**

Збільшення вартості високооктанових бензинів зменшує економічну ефективність двигунів внутрішнього згоряння (ДВЗ) з іскровим запалюванням.

**3. Мета роботи**

Розробка двопаливних бензо - газових систем живлення ДВЗ з іскровим запаленням, які забезпечать часткове заміщення бензину більш дешевим природним газом. Це підвищить економічність таких ДВЗ та покращить їх екологічні показники.

**4. Зміст основних етапів виконання роботи**

Аналіз існуючих систем живлення ДВЗ та можливих шляхів підвищення їх економічних та екологічних показників;

Розробка двопаливних бензо - газових систем живлення ДВЗ з іскровим запаленням;  
Тепловий розрахунок бензо – газового двигуна та оцінка його економічної ефективності.

**5. Матеріали, що подаються після закінчення роботи**

- 5.1. Магістерська дисертація.
- 5.2. Довідка про впровадження результатів.

**6. Порядок розгляду і приймання роботи**

Результати роботи розглядаються на засіданні ЕК із захисту атестаційних робіт освітнього ступеня «магістр» за спеціальністю 144 «Теплоенергетика», спеціалізацією «Промислова та муніципальна теплоенергетика і енергозбереження».

Керівник роботи

\_\_\_\_ доц., к.т.н., П.О. Бабараш \_\_\_\_\_  
(підпис) (посада, ініціали, прізвище)  
«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

Виконавець

Студент гр. ТП-81мн \_\_\_\_\_,  
ТЕФ, КПІ ім. Ігоря Сікорського  
\_\_\_\_ Лю Ян \_\_\_\_\_  
(підпис) (ініціали, прізвище)  
«\_\_\_\_» \_\_\_\_\_ 2020 р.

## Додаток Б

ЗАТВЕРДЖУЮ  
 Головний інженер  
 ТОВ « НВТ АДІС »  
 Ладан О. О.  
 «    » \_\_\_\_\_ 2020

### АКТ ВПРОВАДЖЕННЯ

Результатів магістерської дисертації студентки другого (магістерського) рівня вищої освіти ТЕФ, НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського»

**Лю Ян**

Результати магістерської дисертації студент НТУУ «КПІ імені Ігоря Сікорського» Лю Ян за темою «Підвищення економічних та екологічних показників двигунів внутрішнього згорання з іскровим запалюванням» повністю відповідають Технічному завданню та використані для розробки, підготовки необхідної документації та розрахунків системи живлення та двигуна з двопаливною системою живлення.

В результаті впровадження проекту зменшується витрата більш дорогого бензину за рахунок його заміщення більш дешевим природним газом. Крім того покращуються екологічні показники, а також ефективність двигуна

Головний спеціаліст центру  
 Титаренко В. П.

«    » \_\_\_\_\_ 2020

## Додаток В

## СПИСОК НАУКОВИХ ПРАЦЬ

Лю Ян

(прізвище, ім'я, по-батькові студента)

№ з/п	Найменування праць	Рукописні або друковані	Назва видавництва, журналу (номер, рік) або номер авторського свідоцтва, номер диплома на винахід	Кількість друкованих аркушів або сторінок разом	Прізвища співавторів праць
1	Воднева енергетика та перспективи її розвитку	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XIV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів, студентів, м. Київ, 18-21 квітня 2016 р. У 2 т. – К.:КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2016. – Т. 1.С.221	1 стор.	Соломаха А.С
2	Холодильна установка з водоструминним компресором	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XV Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів, студентів, м. Київ, 25-28 квітня 2017 р. У 2 т. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2017. – Т. 1.С. 190	1 стор.	Барабаш П.О
3	Термоелектричні явища та їх практичне використання	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVI Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів, студентів, м. Київ, 24-27 квітня 2018 р. У 2 т. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2018. – Т. 1. – С. 260	1 стор.	Барабаш П.О

4	Сучасні технології використання альтернативних видів палива у двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ)	Друк	Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики: Матеріали XVII Міжнародної науково-практичної конференції аспірантів, магістрантів, студентів, м. Київ, 23-26 квітня 2019 р. У 2 т. – К.: КПІ ім. Ігоря Сікорського, 2019. – Т. 1. – С.313	1 стор.	Барабаш П.О
5	Сучасні технології використання альтернативних видів палива у двигунах внутрішнього згоряння (ДВЗ)	Друк	Робота на XVIII Всеукраїнський конкурс «Молодь - енергетиці України – 2018-2019: відкритий конкурс молодих вчених та енергетиків».  Призер диплома III ступеня	24 стор	-

Автор

Ян ЛЮ  
(ініціали, прізвище)





як МД\_Фінішна версія

Завантажено: 05/12/2020 | Перевірено: 05/12/2020

Matches Цитата Використані джерела Заміна символів



12% Matches



0% Цитати



0% Використані джерела

Matches

Веб джерела

195

1	<a href="https://lutsk-ntu.com.ua/sites/default/files/posibnik-compressed_1.pdf">lutsk-ntu.com.ua</a> <a href="https://lutsk-ntu.com.ua/sites/default/files/posibnik-compressed_1.pdf">https://lutsk-ntu.com.ua/sites/default/files/posibnik-compressed_1.pdf</a>	10.06%
2	<a href="http://refs.co.ua/52757-Teplovoly_raschet_avtomobil_nogo_dvigatelya.html">refs.co.ua</a> <a href="http://refs.co.ua/52757-Teplovoly_raschet_avtomobil_nogo_dvigatelya.html">http://refs.co.ua/52757-Teplovoly_raschet_avtomobil_nogo_dvigatelya.html</a>	0.53%
3	<a href="http://5lan.ru/wievjob.php?id=82648">5lan.ru</a> <a href="http://5lan.ru/wievjob.php?id=82648">http://5lan.ru/wievjob.php?id=82648</a>	0.4%
4	<a href="https://ua.kursovika.com.ua/metodychni/5087-metodychni-rekomendatsii-do-vikonannya-rozdlu-magisterskikh-disertatsiy-z-...">ua.kursovika.com.ua</a> <a href="https://ua.kursovika.com.ua/metodychni/5087-metodychni-rekomendatsii-do-vikonannya-rozdlu-magisterskikh-disertatsiy-z-...">https://ua.kursovika.com.ua/metodychni/5087-metodychni-rekomendatsii-do-vikonannya-rozdlu-magisterskikh-disertatsiy-z-...</a>	0.39%
5	<a href="https://epa.kpi.ua/files/docs/%D0%A0%D0%BE%D0%B7%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD...">epa.kpi.ua</a> <a href="https://epa.kpi.ua/files/docs/%D0%A0%D0%BE%D0%B7%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD...">https://epa.kpi.ua/files/docs/%D0%A0%D0%BE%D0%B7%D1%80%D0%BE%D0%B1%D0%BB%D0%B5%D0%BD%D0%BD...</a>	0.39%
6	<a href="http://ur.co.ua/65/922-1-4teplovoly-raschet-avtomobil-nogo-dvigatelya.html">ur.co.ua</a> <a href="http://ur.co.ua/65/922-1-4teplovoly-raschet-avtomobil-nogo-dvigatelya.html">http://ur.co.ua/65/922-1-4teplovoly-raschet-avtomobil-nogo-dvigatelya.html</a>	0.36%
7	<a href="http://vstup.ntu.edu.ua/magspec/DVZ.pdf">vstup.ntu.edu.ua</a> <a href="http://vstup.ntu.edu.ua/magspec/DVZ.pdf">http://vstup.ntu.edu.ua/magspec/DVZ.pdf</a>	0.36%
8	<a href="https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/23037/3/Ryzhiko_magistr.pdf">ela.kpi.ua</a> <a href="https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/23037/3/Ryzhiko_magistr.pdf">https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/23037/3/Ryzhiko_magistr.pdf</a>	0.33%
9	<a href="http://cad.kpi.ua/attachments/093_2017dm_Yaremenko.pdf">cad.kpi.ua</a> <a href="http://cad.kpi.ua/attachments/093_2017dm_Yaremenko.pdf">http://cad.kpi.ua/attachments/093_2017dm_Yaremenko.pdf</a>	0.32%
10	<a href="https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/26900/1/Mykhalko_magistr.pdf">ela.kpi.ua</a> <a href="https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/26900/1/Mykhalko_magistr.pdf">https://ela.kpi.ua/bitstream/123456789/26900/1/Mykhalko_magistr.pdf</a>	0.32%